



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

상용 CFD코드를 이용한 파력발전용 직접구동터빈의 유동특성에 관한연구

A Study on the Flow Characteristics of a Direct Drive Turbine
for Energy Conversion Generation Using Commercial CFD Code

지도교수 이영호



2009년2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

조 영 진

本 論文을 曹永眞의 工學碩士 學位論文으로 認准함

위원장: 공학박사 왕 지 석 (인)

위 원: 공학박사 최 영 도 (인)

위 원: 공학박사 이 영 호 (인)



2008년12월 30일

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

조 영 진

목 차

| | |
|-----------------------------------|-----|
| Abstract | III |
| Nomenclature | V |
| 제 1 장 서 론 | 1 |
| 1-1 연구배경 | 1 |
| 1-2 국내·외 연구현황 | 6 |
| 1-3 연구목적 | 8 |
| 제 2 장 수치해석 기법 | 9 |
| 2-1 수치해석 기법 | 9 |
| 2-2 이산화 방법 | 11 |
| 제 3 장 파력발전 모델 수치해석을 위한 기본해석 | 15 |
| 3-1 CFD에 의한 2D 횡류수차 수치해석 | 15 |
| 3-1-1 형상모델링 및 계산격자 | 15 |
| 3-1-2 경계조건 및 계산조건 | 18 |
| 3-1-3 결과 및 고찰 | 20 |
| 3-1-4 계산격자 및 난류모델의 의존성검토 | 31 |
| 3-2 CFD에 의한 2D 파동수조 수치해석 방법 | 33 |
| 3-2-1 형상모델링 및 계산격자 | 34 |
| 3-2-2 경계조건 및 계산조건 | 36 |
| 3-2-3 결과 및 고찰 | 38 |

| | |
|--|----|
| 제 4 장 수리모형실험과 CFD 수치해석 비교..... | 46 |
| 4-1 형상모델링 및 계산격자..... | 46 |
| 4-2 경계조건 및 계산조건..... | 52 |
| 4-3 결과 및 고찰..... | 55 |
| 제 5 장 Savonius터빈을 이용한 파력발전 CFD 수치해석..... | 64 |
| 5-1 형상모델링 및 계산격자..... | 65 |
| 5-2 경계조건 및 계산조건..... | 72 |
| 5-3 결과 및 고찰..... | 74 |
| 제 6 장 결 론..... | 82 |

| | |
|-----------|----|
| 참고문헌..... | 85 |
|-----------|----|



| | |
|-----------|----|
| 학술활동..... | 87 |
|-----------|----|

부록

| | |
|-----------------------------|----|
| 제1장 블레이드 설계 | 90 |
| 1-1 Banki turbine 이론 | 90 |
| 1-1-1 터빈을 통과하는 제트의 경로 | 90 |
| 1-1-2 효율 | 92 |
| 1-1-3 설계의 구성요소 | 96 |

감사의 글

A Study on the Flow Characteristics of a Direct Drive Turbine for Wave Energy Conversion Analysis Using Commercial CFD Code

Young-Jin CHO

*Department of Mechanical Engineering
Graduate School of Korea Maritime University*



Abstract

Clean and renewable energy technologies using ocean energy give us non-polluting alternatives to fossil fuel and nuclear-fueled power plants to meet establishment of countermeasures against global warming and growing demand for energy. Among the ocean energy resources, wave power takes a growing interest because of its enormous amount of potential energy in the world. Therefore, various types of wave power system to capture the energy of ocean waves have been developed. The effect of wave is very important and are among the factors for pivotal point that causes effect directly on turbine for wave power generation.

In this research, CFD is used to examine the reciprocating flow of wave tank application before experimentation is done in

an actual wave tank to analyze the effect of these wave. As a result, CFD could be applied to the flowing examination before going through reciprocating flow in an actual wave tank.

There are three purposes of the paper:

The first purpose of this study is to investigate the reciprocating flow of the wave tank, which is embodied by a commercial CFD analysis with various water level in the water tank to investigate the effect of the water level on the fluid flow in the water tank.

The second purpose is to investigate the performance of a direct drive turbine using a commercial CFD code and compare the results with the experiments.

The final purpose is to investigate the performance and internal flow characteristics of a Savonius type direct drive turbine under a real sea wave conditions using a commercial CFD code. Optimum turbine location was also determined using vector analysis.

There was about 5% pressure error between CFD analysis and the experimental results. Experimentally 3% expected force was put through manual performance tests and was compared with CFD analysis. Results showed average power obtained through experiment is 20.77W and CFD is 19.19W.

The average power for 3 blade savonius rotor and 5 blade savonius rotor was 7.21kW and 10.33kW respectively. The turbine efficiency obtained for 3 blade savonius rotor was 14.8% and 5 blade savonius rotor had an efficiency of 21.46%.

Nomenclature

| | | |
|------------|---|-------------------------|
| A | : area | [m ²] |
| b | : width of nozzle, runner and runner chamber | [m] |
| C | : coefficient dependent upon the nozzle | [-] |
| C_p | : pressure coefficient ($=2(p - p_{ref})/\rho g H$) | [-] |
| d | : diameter of runner | [m] |
| h | : water level | [m] |
| H | : effective head | [m] |
| H_w | : wave height | [m] |
| L | : wave length | [m] |
| N | : unit rotational speed ($=nd/\sqrt{H}$) | [m ^{1/2} /s] |
| N_{bep} | : unit rotational speed at the B.E.P. | [m ^{1/2} /s] |
| n | : rotational speed | [s ⁻¹] |
| P | : output power | [W] |
| p | : static pressure | [P a] |
| P_{Tave} | : turbine power | [W] |
| P_{Wave} | : wave power | [W] |
| p_{ref} | : reference static pressure at draft tube outlet | [P a] |
| Q | : volume flow rate | [m ³ /s] |
| u | : absolute velocity | [m / s] |
| v | : fluid velocity | [m / s] |
| η | : efficiency | [-] |
| η_T | : turbine efficiency | [-] |

| | | |
|---------------|---|----------------------|
| θ^{1*} | : normalized peripheral blade position at Stage 1 | [-] |
| θ^{2*} | : normalized peripheral blade position at Stage 2 | [-] |
| ρ | : density of working fluid | [kg/m ³] |
| ω | : angular velocity | [s ⁻¹] |

Subscripts

| | | |
|----------|------------------------------------|-------|
| 0 | : optimum value | [-] |
| 11 | : inlet of runner Stage 1 | [-] |
| 12 | : outlet of runner Stage 1 | [-] |
| 21 | : inlet of runner Stage 2 | [-] |
| 22 | : outlet of runner Stage 2 | [-] |
| r | : radial component of velocity | [-] |
| θ | : tangential component of velocity | [-] |



제 1 장 서론

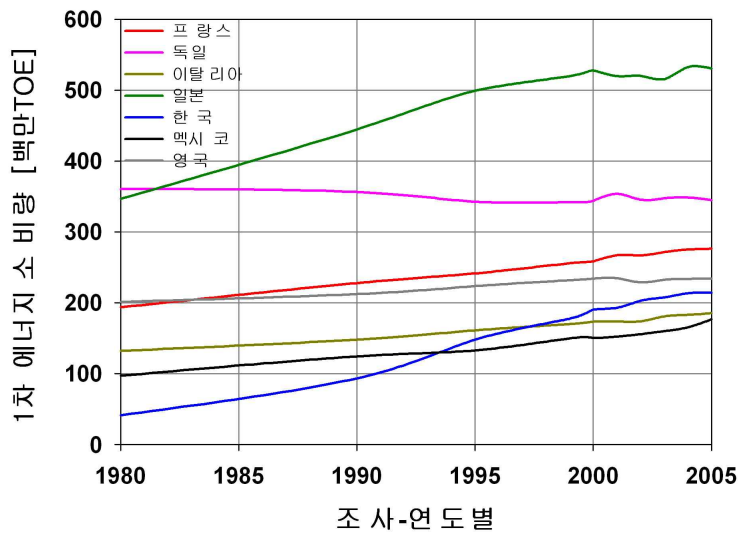
1-1 연구배경

산업혁명 이래 300년 동안 지구상의 세계 각국들은 화석에너지를 사용하여 풍부한 물질 문명사회로 성장해 왔다. Fig. 1.1^[1]에서 보는 바와 같이 1980년 이후 최근까지 에너지 소비량은 2배 이상 증가하였다. 세계의 총인구는 현재 60억 명으로써 년 1.7%씩 증가하고 있으며, 현재의 증가속도라면 40년 후에는 2배로 증가할 것으로 전망되며, 다시 한 번 심각한 에너지 위기가 닥칠 것이라고 전망된다. 최근 국제적으로 거론되고 있는 기후변화 협약 및 CO₂협약으로 인해 환경문제의 심각성에 대한 관심이 상당히 높아지고 있다. Table 1.1^[2]에서 보는바와 같이 한국은 CO₂배출량 부분에서 OECD 국가 중 11위에 올라 있어 문제의 심각성이 거론되고 있는 실정이다. 21세기인 지금 인구의 급증과 문명의 발달로 인하여 에너지의 점차적 고갈과 산성비, 온난화 및 폐기물 등 환경오염의 심화로 화석 연료사용을 줄이기 위해서 새롭고 다양한 대체에너지가 개발되어야 할 것이다. 화석에너지를 대체할 에너지로 태양, 풍력, 지열, 소수력 및 해양에너지 등이 있다. 특히 지구 표면의 71%를 차지하고 있는 바다는 인간의 생존에 막대한 영향을 미치고, 해양에너지는 자원량이 무한하고 무공해이기 때문에 미래의 대체 에너지의 하나로 그 역할이 기대되고 있다. 다양한 에너지원 중에서 파랑은 모든 해역에 폭넓게 분포하므로, 가용에너지원이 풍부하고 에너지를 회수하기 위한 장치를 설치할 수 있는 해역 또한 광범위하여, 반도의 지형을 지닌 우리나라의 연안 해역에 대규모로 활용이 가능한 에너지 자원 중 하나로 각광받고 있다. 그러나 종래의 발전시설과 비교하여 설비용량에 대한 건설비와 발전단가가 걸림돌로 되고 있다. 그러나 Table 1.2 신재생에너지원별 추정단가표를 통하여 알 수 있듯이, 표준화와 저가 고효율의 발전시스템 개발을 한다면 원

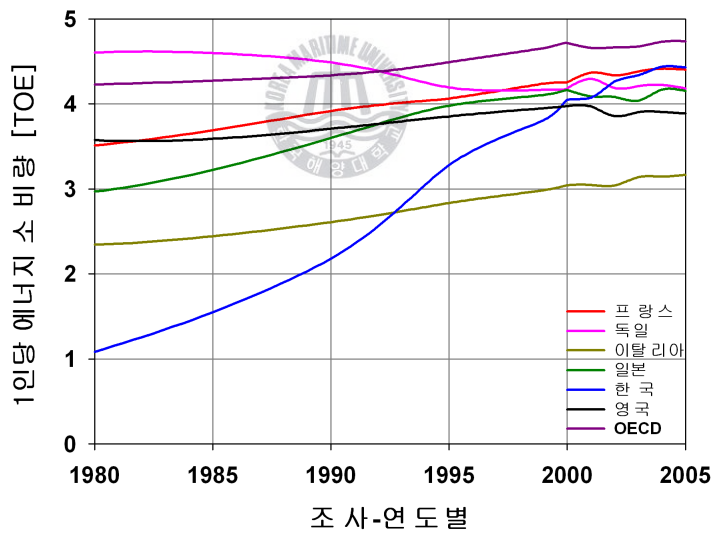
유의 발전단가와 동일한 수준의 발전단가를 확보 할 수 있음을 알 수 있다.

지속적인 연구개발에 대한 관심과 국가적인 투자가 뒤따른다면, 매년 소비되는 막대한 에너지의 대부분을 수입에 의존하는 현재의 실정에 비추어 볼 때, 파력발전은 에너지 자급도 향상에 상당한 기여를 할 것임에 틀림없으며, 국가 경쟁력 향상에 상당한 기여를 할 것으로 생각된다.

한편, 파력발전은 입사하는 파랑에너지를 터빈과 같은 원동기의 구동력으로 변환하는 발전방식을 말한다. 이것은 설치방식에 따라 크게 부체식과 고정식으로 구분되며, 입력에너지의 크기나 운동효율, 발전 시설 주변의 환경면에서는 부체식이 유리하고 고정식은 설계·시공 면에서 유리하며, 방파제 같은 연안구조물과의 겸용이 용이하고 추출된 에너지의 수송이 용이하다는 이점이 있다. Fig. 1.2에 그 예를 나타내고 있다. 또한, 1차 변환장치를 파랑에 의한 장치의 운동으로서 파랑에너지를 흡수하는 방법과 파랑의 변형을 이용하는 방법으로 구분할 수 있다. 전자에는 파랑이 가동물체(movable body)나 진동수주(oscillating water column)에 작용하게 하고 가동물체나 진동 수주에 유압장치나 공기터빈 등의 2차 변환장치를 부착하는 ①가동물체형과 ②진동수주형이 있으며, 해중에서 파랑의 수압변동을 흡수하여 공기나 물의 흐름으로 변환한 후 2차 변환장치를 운전하는 ③수압면형(pressure type)이 있다. 후자에는 수심이 얇은 해역에서 파랑의 비선형 영향에 의한 해수의 수평류, 또는 제방으로부터의 월파를 이용하여 수차를 운전하는 ④월파형과 방파제 전면 등에서 볼 수 있는 소파공(wave dissipator works)에 의한 평균수위의 상승인 wave set-up에 의한 해수의 흐름을 이용하는 방식인 ⑤set-up형이 있다. 후자의 경우 2차 변환장치를 사용하지 않고 직접 해수를 이용할 수도 있는 특징이 있다. 한편, 1차변화장치의 형상에 따라 2차원장치 및 3차원장치 등으로 분류할 수도 있다.



(a)



(b)

Fig. 1.1 Energy consumption of a country and primary energy consumption of one person respectively

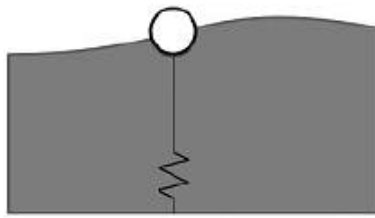
Table 1.1 OECD-Regional CO₂ emission from fuel combustion

| * CO2배출량(2005년) | | [연료연소에 의한 CO2배출량 통계임] | | | | |
|-----------------|----------------------------|-----------------------|----------------|-------------|--------------|----------------|
| NO | 국가 | 총배출량(CO2) | 발전 | 산업 | 수송 | 가정상업/공공기타 |
| | World | 27136.36 | 12307.2 | 5184 | 6337 | 3308.06 |
| 1 | United States | 5816.96 | 2743.6 | 635.98 | 1813.3 | 624.04 |
| 2 | People's Republic of China | 5059.87 | 2669.4 | 1592.61 | 332.11 | 465.75 |
| 3 | Russia | 1543.76 | 933.89 | 221.85 | 205.97 | 182.04 |
| 4 | Japan | 1214.19 | 512.89 | 268.15 | 249.22 | 183.92 |
| 5 | India | 1147.46 | 694.8 | 243.36 | 97.49 | 111.82 |
| 6 | Germany | 813.48 | 363.7 | 118.48 | 158.54 | 172.76 |
| 7 | Canada | 548.59 | 191.23 | 90.91 | 160.23 | 106.21 |
| 8 | United Kingdom | 529.89 | 232.83 | 63.5 | 129.11 | 104.45 |
| 9 | Italy | 454.00 | 160.92 | 84.15 | 119.11 | 89.82 |
| 10 | Korea | 448.91 | 199.63 | 93.8 | 86.86 | 68.62 |
| 11 | Islamic Republic of Iran | 407.08 | 108.14 | 76.44 | 100.31 | 122.21 |
| 12 | Mexico | 389.42 | 166.5 | 58.53 | 130.78 | 33.61 |
| 13 | France | 388.38 | 71.95 | 78.18 | 134.46 | 103.78 |
| 14 | Australia | 376.78 | 236.19 | 42.39 | 79.67 | 18.54 |
| 15 | Spain | 341.75 | 129.3 | 64.51 | 110.68 | 37.26 |
| 16 | Indonesia | 340.98 | 135.14 | 93.3 | 73.89 | 38.65 |
| 17 | South Africa | 330.34 | 210.51 | 51.23 | 42.88 | 25.72 |
| 18 | Brazil | 329.28 | 58.61 | 99.47 | 137.09 | 34.11 |
| 19 | Saudi Arabia | 319.68 | 171.98 | 71.44 | 72.52 | 3.74 |
| 20 | Ukraine | 296.82 | 126.55 | 90.59 | 30.73 | 48.96 |
| 21 | Poland | 295.81 | 172.24 | 37.81 | 34.92 | 50.83 |
| 22 | Chinese Taipei | 261.28 | 152.05 | 61.47 | 36.46 | 11.31 |
| 23 | Turkey | 218.93 | 81.07 | 57.08 | 37.89 | 42.91 |
| 24 | Thailand | 214.29 | 91.62 | 51.95 | 55.88 | 14.83 |
| 25 | Netherlands | 182.95 | 71.93 | 40.34 | 34.64 | 36.04 |
| 26 | Kazakhstan | 154.74 | 85.21 | 34.76 | 3.79 | 30.98 |
| 27 | Egypt | 147.60 | 61.56 | 37.41 | 31.59 | 17.03 |
| 28 | Venezuela | 142.31 | 55.18 | 36.52 | 43.4 | 7.21 |
| 29 | Argentina | 140.94 | 43.92 | 23.68 | 41.03 | 32.31 |
| 30 | Malaysia | 138.04 | 59.11 | 35.16 | 39.2 | 4.57 |

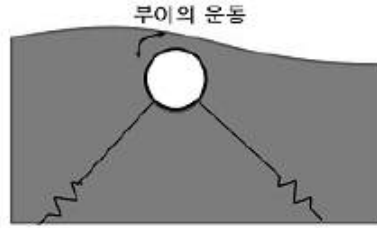
Table 1.2 Comparison of unit price of renewable energy to oil

(단위: ¢/kWh)

| 구 분 | Oil | 조력·조류력 | 파 력 | 풍 력 | 태 양 | 지 열 | 바이오 | 소수력 |
|-----|-----|--------|------|------|------|-----|-----|------|
| 최 저 | 3.0 | 7.0 | 3.0 | 2.5 | 20.0 | 7.0 | 2.9 | 5.0 |
| 최 고 | 5.0 | 10.0 | 12.0 | 10.0 | 40.0 | 9.0 | 8.0 | 10.0 |
| 평 균 | 4.0 | 8.0 | 9.0 | 5.0 | 26.0 | 8.0 | 6.0 | 7.0 |



- ① 상하운동
- 부체는 상하운동
 - 에너지는 계류계의 펌프로 흡수



- ② 회전운동
- 부체는 원궤도의 회전운동
 - 에너지는 계류계의 펌프로 흡수

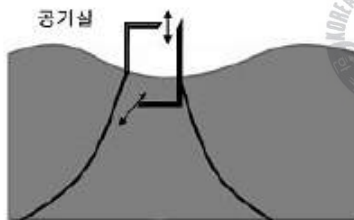


- ③ 연성운동
- 외측의 캡형 부채운동
 - 내외 부체 상대운동에서 에너지 획득



- ④ 연결부체운동
- 파도에 실린 연결부체의 운동
 - 인접 부체간 상대운동에서 에너지 획득

(a) 가동물체형

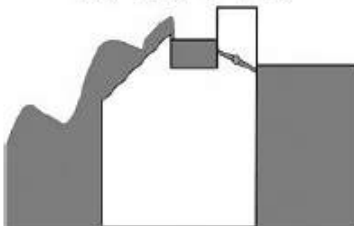


- 파에 의한 공기실내 수주의 상하운동
- 공기류로부터 에너지 획득



- 압력트랩내 수압면이 수증진동
- 에너지는 공기류로부터 획득

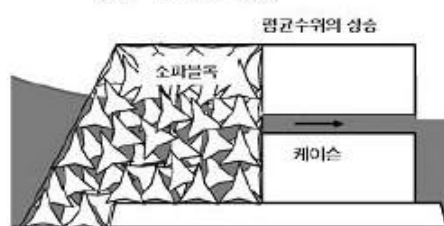
(b) 진동수주형



- 사면을 쳐올라와 월파하여 저수됨
- 수위차를 이용하여 터빈을 운전

(d) 월파형

(c) 수압면형



- 운동에너지 소비하여 setup 발생
- 수위차를 이용하여 해수 흐름

(e) set-up

Fig. 1.2 Examples of wave energy conversion devices

1-2 국내·외 연구현황

Fig. 1.3은 전 세계적 파력에너지의 분포를 나타내고 있다. 파력 에너지는 지역적으로는 북대서양, 북태평양, 남미, 남 호주에서 30~90kW/m, 일본근해에서 10~15 kW/m의 파력에너지가 있다. 고 추정되고 있다. 전 세계적으로 약 2TW 정도의 에너지를 이용할 수 있는 것으로 추정되며, 우리나라의 경우 연안을 따라서 약 6.5GW의 파랑에너지 부존량을 갖는 것으로 추산된다. 파력에너지의 이용기술 개발은 100년 이상의 역사가 있고, 특히, 1970년대의 오일쇼크 이후 세계적으로 자연에너지 이용의 기운이 높아지는 가운데 영국, 노르웨이 등의 유럽과 일본을 중심으로 연구가 활발하게 진행되어 왔다.^{[3]~[7]} 현재 전 세계적으로 20여개의 국가에서 파력에너지의 연구개발 및 프로젝트를 수행하고 있으며, 그 가운데 주요한 파력발전시설을 Table 1.3에 나타내고 있다. 우리나라 해역의 평균 유의파고는 계절적인 변화가 큰 편이나 전체적으로 0.5~2.0m 정도이며, 파주기의 경우 6.0sec 이상의 실 해역 파는 상대적으로 발생 빈도가 적고 파력발전을 위한 실 해역 파의 파주기는 4.6sec 정도이다. 이러한 파랑에너지의 조건을 가진 우리나라의 연안 해역에서는 OWC형 파력발전이 적합한 것으로 알려져 있으나, 국내에서의 파력발전과 관련한 연구개발 역사 및 사회적인 여건이 아직 기술 선진국인 외국에 비하여 부족한 점이 많고, 파력 에너지의 이용에 관한 체계적인 개발이 이루어지고 있지 못한 실정이다.

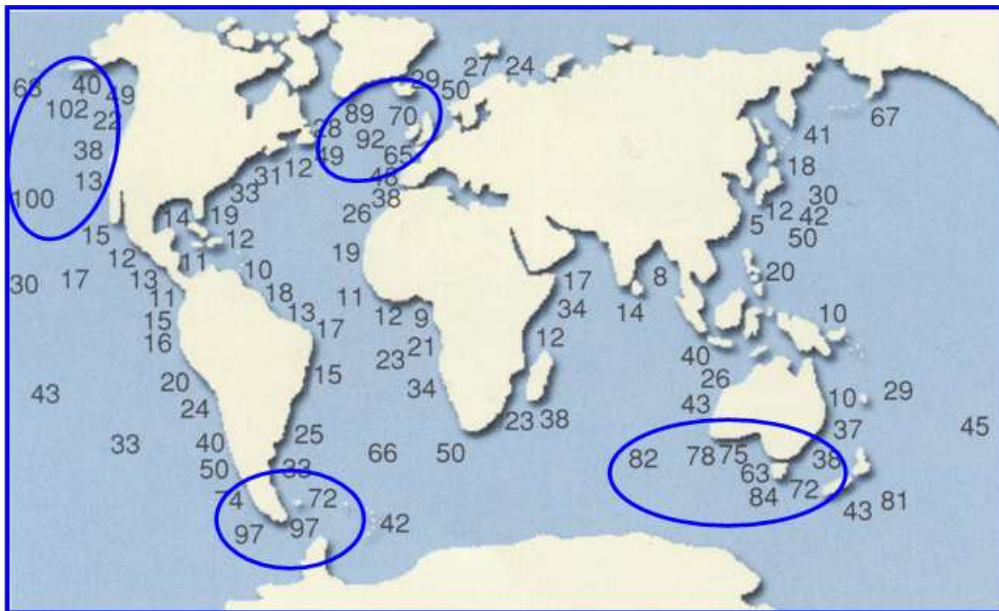


Fig. 1.3 Wave energy available in the world

Table 1.3 Investigation of ocean wave energy for various countries

| 국명 | 설치 장소 | 발전 형식 | 발전 용도 | 발전 출력 | 운전 기간 |
|------|---------------------|------------------|-----------|---------------|------------------------|
| 노르웨이 | Toftestallen | 고정진동수주 | 발전 | 500kW | 1985-1988 |
| | Toftestallen | 침수로 월류 | 발전 | 350kW | 1985-1991 |
| 덴마크 | 북서부해안 | 선회식 부이 | 실증시험 | 45kW | 1988-1990 1994-1996 |
| | NissumBredning | 연안 부채식 월류 | 상업용발전 | 4MW | 2005-예정 |
| 미국 | | 연안직접역침투법 | 해수담수화 | | 1988 |
| 중국 | Dawanshan island | 고정진동수주 | 발전 | 3kW | 1990 |
| | Shanwei | 고정진동수주 | | 100kW | 계획중 |
| 인도 | Madras | 고정진동수주 | 발전 | 150kW 75kW | 1990-1995 1996- |
| 스웨덴 | 서부해안 | 부채식 파력용기 | 해상시험 | 110kW | 1991 |
| 아일랜드 | Shannon River 하구 | McCabe 파랑펌프 | 응료수 발전 | - | 1996 |
| 영국 | Islay island | 고정진동수주 | 상업용발전 | 500kW | 2000 |
| | Islay island | 세미서브식 원통이음매유압 | 발전 | 350kW×2 | 2002 |
| | Shetland island | 부채식 파력용기 | 발전 | 400kW | 2002 |
| 포르투갈 | Pico island | 고정진동수주 | 발전 | 500kW | 1999- |
| | Pico island | 파고차 진동부이 | 실증시험 | 2MW | 2002-시험 |
| 호주 | Port Kembla | 고정진동수주 | 상업용발전 | 500kW | 건설중 |
| 일본 | 오кина와현 | 부채식 (카이요) | 실증시험 | | 1984-1985 |
| | 홋카이도현 | 진자식 | 실증시험 | | 1983- |
| | 야마가타현 사카타항 | 진동수주형 | 실증시험 | 60kWkW | 1987-1994 |
| | 미에현 고카쇼만 | 진동수주형 (다이티웨이) | 실증시험 | 110kW | 1998-2002 |

1-3 연구목적

일반적으로 파랑에너지 변환장치의 에너지 흡수특성은 어느 특정 파주기에 대해 높은 값을 보이며, 그 주기를 벗어나면 급격히 저하된다. 따라서 우수한 변환장치는 넓은 범위의 파주기에 대하여 높은 에너지 흡수효율을 보이는 것이라 할 수 있으며, 이를 위하여 인위적인 위상제어 운전 등을 통하여 에너지 흡수효율을 높이는 방법 등의 개발이 필요하다. 즉, 파랑에너지 자원은 아주 많지만 단위폭당 밀도로 환산하면 그다지 높지 않은 편이기 때문에 해수를 저수하거나 파랑에너지를 집중시켜서 에너지밀도를 높이는 등의 이용방법이 개발되어야 한다. 우리나라의 연안에서는 이미 실시되었던 부유식 진동수주형 파력발전시스템 연구개발과제 (한국해양연구원)^[8]에 대한 효율 및 상업화에 대한 검토가 아직 완전하게 이루어지지 않았고, 우리나라의 파랑조건에 적합한 새로운 형식의 파력발전시스템에 대한 연구가 절실하게 요구되고 있다. 삼면이 바다로 둘러싸인 우리나라의 경우 외해(offshore)와 천해(nearshore)에 모두 적용할 수 있는 진동수주형 파력발전시스템의 도입이 적합하며, 특히 연안 해역에 많이 설치되어 있는 방파제를 이용하여 파력발전시스템을 구성할 경우 여기에 고정식 케이슨을 이용하는 파력발전시스템을 적용하는 것이 가능하다.

본 연구에서는 앞에서 언급한 고정형 파력발전시스템의 일환으로 새로운 방식의 파력전용 터빈의 개발에 앞서 CFD (Computational Fluid Dynamics) 통하여 새로운 방식의 터빈 성능과 내부유동특성을 검토하고자 한다. 또한 수치해석을 통하여 실해역의 터빈 설치위치와 터빈의 크기를 검토하고자 한다.

제 2 장 수치해석

2-1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 나타내는 것으로 알려진 상용 CFD코드 CFX-11^[9]을 사용하였다.

일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 Multi-physics 문제 등에 적용될 수 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(viscous sublayer) 영역을 안정적으로 처리 할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온 $k-\epsilon$ 모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구 되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비 (aspect-ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다. 이러한 요구 조건을 만족하는 CFX-11의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화(coupled formation)이다. CFX-11은 압력기반 유한 체적법(finite volume method)을 fully implicit 이산화 하여 얻어지는 방정식을 algebraic multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 갖는다.

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는

가장 최신의 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다.

이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족범위가 다르기 때문이다.

많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는 단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는 난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나 1-방정식 모델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.

일반적인 유동에서 다루는 방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이고, 각각 식(2.1), 식(2.2), 식(2.3)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2.1)$$



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ij}) + S_T \quad (2.3)$$

상태방정식 $\rho = \rho(P, T)$, 점성계수와 변형률의 함수로서 응력 텐서의 응력-변형률 관계, 그리고, $\eta = \eta(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다. 난류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 풀다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

2-2 이산화방법

CFX-11^[9]은 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립변수들은 (P, u_i, H) 이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig.3.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell 이다. 실선으로 나타낸 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현된 sub-element를 구성하며 제어체적은 음영으로 나타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element 들로 구성되며 hex, tetra, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적분(fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력 구배항 등의 다양한 항들은 적분 점에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig.2.1과 같이 제어 체적 면에서의 적분 점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.

식(2.1), (2.2), (2.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분 식은

각각 식(2.4), 식(2.5), 식(2.6)과 같다.

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (2.4)$$

$$\rho V \left(\frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} (\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_{ui}} V \quad (2.5)$$

$$\rho V \left(\frac{(H - P / \rho) - (H^0 - P^0 / \rho)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (2.6)$$

여기서, $(\Delta n_j)_{ip}$ 는 적분 점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고 제한체적의 적분 점 표면을 통과하는 m_{ip} 는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위하여 implicit하게 다루어지며, 비정상 항에는 1차와 2차 backward Euler 방정식이 사용된다. 확산 항은 element shape function의 미분형태로 각 적분 점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류 항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. High-resolution 기법은 대류 항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth와 Jespersen에 의해 기술된 방법과 유사하고, 식(2.7)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_P + \underline{\beta(\nabla \phi)_{ip}} \overset{\omega}{\Delta r_{ip}} \quad (2.7)$$

식(2.8)과 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량 divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.

$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \quad (2.8)$$

밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산되고, 식(2.9)과 같다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \underline{\beta(\nabla \rho)_{ip}} \Delta \overset{u}{r}_{ip} \quad (2.9)$$

이 upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류 항과 마찬가지로 유동이 상당히 압축성이어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다.

Implicit 방법에서 중요한 것은 ρu 의 선형화이다. 먼저 ρu 는 Newton - Raphson 선형화에 의해 확정되어 식(2.10)과 같다.

$$(\rho u) \approx \rho^n u^0 + \rho^0 u^n - \rho^0 u^0 \quad (2.10)$$



여기서 위첨자 n은 새로운 값 (implicit)을 의미하고 0은 예전 (지연된 값) 시간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하 수의 신뢰성 있는 수렴을 보장한다.

마지막으로, 식(2.11)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성된 ρ^n 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서 미분항 $\overline{\partial P}$ 을 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial P} (P^n - P^0) \quad (2.11)$$

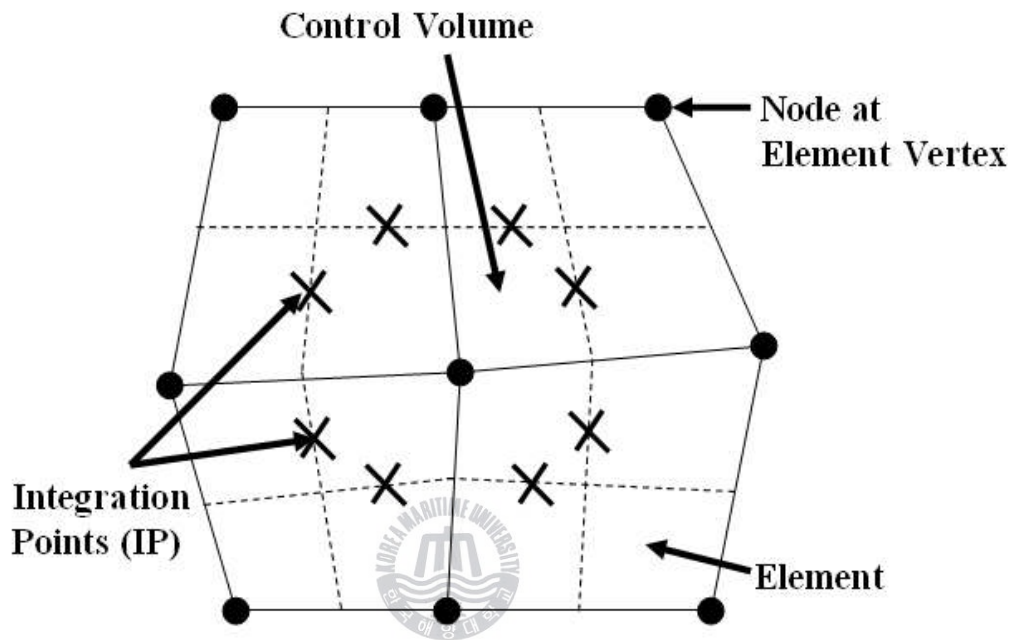


Fig.2.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

제 3 장 파력발전 모델 수치해석을 위한 기본해석

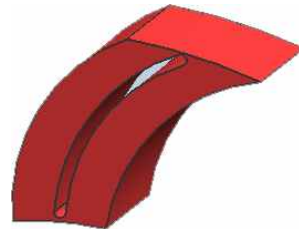
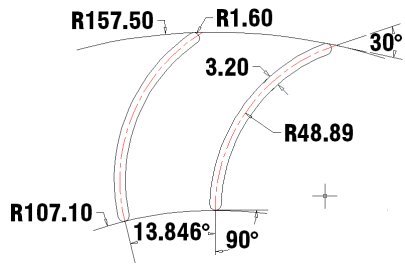
3-1 CFD에 의한 2D 횡류수차 수치해석

본 연구에서는 파력발전 3차원 횡류수차 수치해석^[9]에 앞서 초기 연구의 일환으로 파랑에너지의 위치에너지와 운동에너지를 이용하여 전기로 변환하는 새로운 방식의 파력발전용 횡류터빈인 케이슨 내장형 직접구동터빈을 개발하기 위하여 Fukutomi 등^[10]이 제안한 횡류터빈의 기본형상에 성능과 내부유동에 대하여 CFD해석을 이용하여 검토하였다.

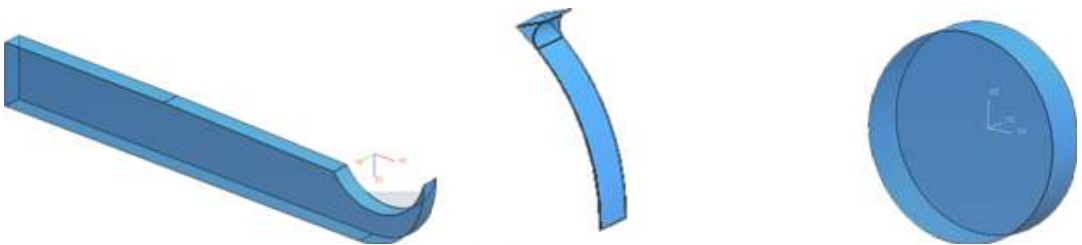
3-1-1 형상모델링 및 계산격자

계산 격자를 생성하기 위해 초기 모델링 작업은 3차원 캐드 모델링 툴인 Unigraphics NX3을 사용하였다. 수치해석 대상으로 사용된 로터의 직경을 315mm, 노즐 입구와 출구 높이를 171mm로 설정하였다. 로터 블레이드는 26매로 수치해석 하였다. 그 형상은 Fig. 3.1과 같이 나타내었다.

해석을 하는데 있어서 결과의 정확도를 좌우하는 부분 중 하나가 계산격자이며, 우수한 품질의 격자를 생성하기는 쉽지가 않다. 본 연구에서는 격자를 생성하는 과정에서 복잡한 형상에 대하여 상당히 우수한 3차원 격자를 생성할 수 있는 ICEM CFD 10.0의 Haxa 모듈을 이용하였다. 해석결과의 정확도를 고려하여 블레이드 주위의 격자를 집중 배치하였다. 해석에 사용된 전체 도메인의 격자수는 2.4×10^6 노드이며, Fig. 4.2에 생성된 격자를 나타내었다.



(a) Turbine



(b) Casing

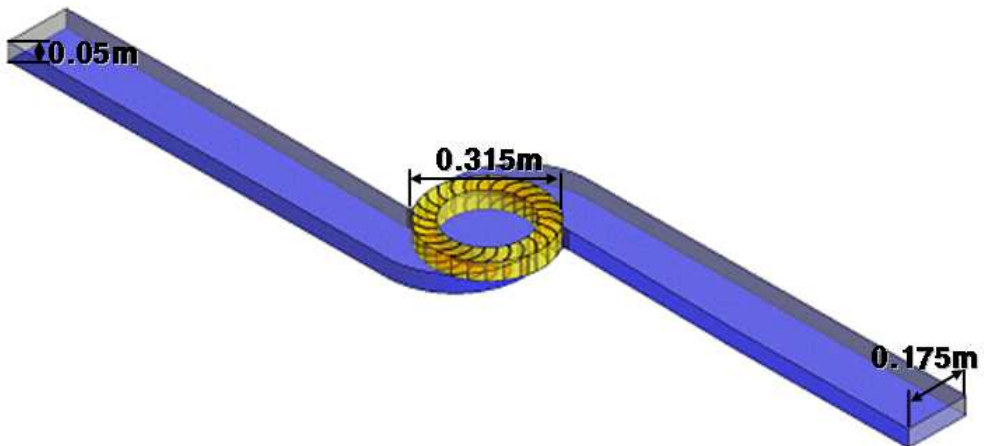
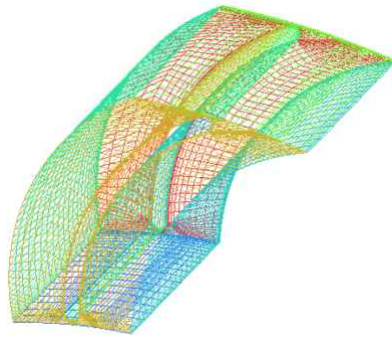
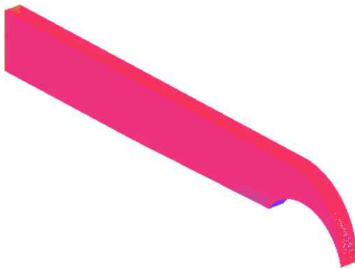


Fig. 3.1 Basic calculation model design for the direct drive turbine



nodes : $55216 \times 26 \doteq 1430000$

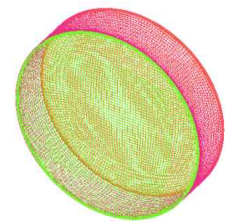
(a) Turbine



nodes :369750
 $\times 2 \doteq 740000$



nodes :18560
 $\times 2 \doteq 40000$



nodes:152076

(b) Casing

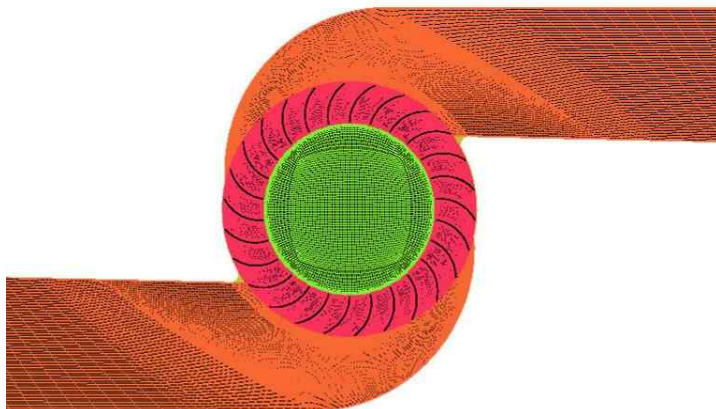


Fig. 3.2 Meshing details of the direct drive turbine

3-1-2 경계조건 및 계산조건

계산영역 내 입구경계조건은 균일 유입조건을 주었으며, 원통형 좌표계로 정의된다. 출구경계조건은 유체가 전체 계산영역의 경계면을 빠져나가는 것으로 정의되며, 초기조건에서 동일 압력조건을 부여하였다. 터빈에는 no-slip 조건 및 회전 조건을 부여하였으며, 본 연구에서는 효율적인 계산을 위하여 유로의 폭이 대칭이란 가정 하에 한쪽 벽면에 symmetric으로 구성하였다. 난류모델은 정상상태의 익형주위의 유동장 해석에서 가장 우수한 SST모델(Shear Street Transport 이하 SST모델)을 사용하여 계산을 수행하였다. 경계조건의 형상은 Fig. 3.3에 나타낸 바와 같이 유입 측(inflow), 유출측(outflow), 유로 측벽면(wall) 그리고 내부유로 대칭면(SYM)으로 구성하였다.

직접구동터빈의 기본형상에 대하여 성능과 내부유동의 다양한 특성을 알아보기 위하여 유량별 해석을 실행, 최적의 유량을 통하여 터빈의 회전속도에 따른 계산을 실시하였으며, 또한 유량, 회전속도의 최적 성능에서의 압력에 따른 계산을 수행하였다. 각각 Table. 3.1, Table. 3.2, Table. 3.3과 같이 계산조건을 구성하였다.

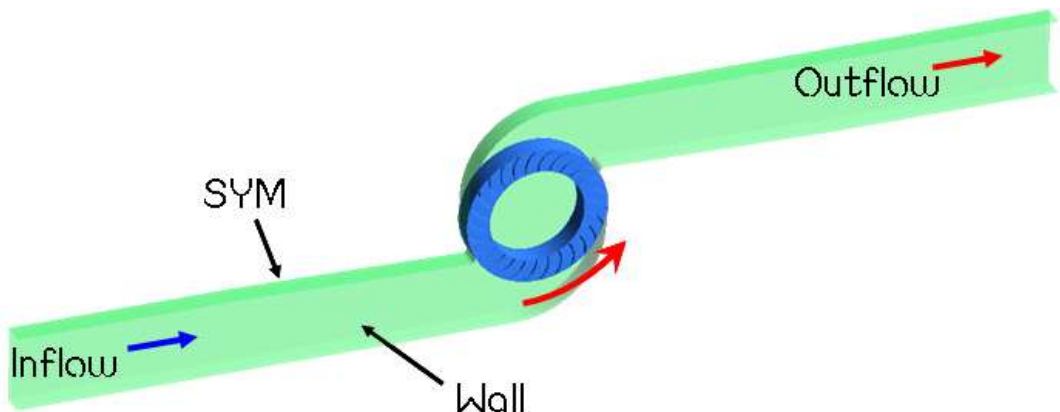


Fig. 3.3 Boundary conditions of the cross flow turbine

Table. 3.1 Various flow rate conditions for calculation

| | CASEA-1 | CASEA-2 | CASEA-3 | CASEA-4 | CASEA-5 | CASEA-6 | CASEA-7 | CASEA-8 | CASEA-9 |
|-----------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| INLET | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa |
| OUTLET | 79.8 | 114 | 148.2 | 182.4 | 228 | 242.2 | 256.5 | 285 | 342 |
| 유량(m ³ /s) | 0.009656 | 0.013794 | 0.017933 | 0.022072 | 0.027589 | 0.029314 | 0.031038 | 0.034487 | 0.041384 |
| Turbine | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m | 35rpm*m |
| RPM | 102 | 102 | 102 | 102 | 102 | 102 | 102 | 102 | 102 |

Table. 3.2 Various turbine rpm for calculation

| | CASEA-1 | CASEA-2 | CASEA-3 | CASEA-4 | CASEA-5 | CASEA-6 | CASEA-7 |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| INLET | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa | 8500Pa |
| OUTLET | 228 | 228 | 228 | 228 | 228 | 228 | 228 |
| 유량 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 |
| Turbine | 25rpm | 30rpm | 35rpm | 37.5rpm | 40rpm | 45rpm | 50rpm |
| RPM | 73.17098776 | 87.8052 | 102.4393829 | 109.7564816 | 117.0735804 | 131.707778 | 146.342 |

Table. 3.3 Various head pressure for calculation

| | CASEA-1 | CASEA-2 | CASEA-3 | CASEA-4 | CASEA-5 |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| INLET | 5000Pa | 8500Pa | 10000Pa | 15000Pa | 20000Pa |
| OUTLET | 228 | 228 | 228 | 228 | 228 |
| 유량 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 | 0.027589487 |
| Turbine | 37.5rpm | 37.5rpm | 37.7rpm | 37.8rpm | 37.9rpm |
| RPM | 109.7564816 | 109.7564816 | 109.7564816 | 109.7564816 | 109.7564816 |

3-1-3 결과 및 고찰

Fig. 3.4, Fig. 3.5, Fig. 3.6은 횡류터빈의 유속을 상세하게 검토하기 위하여 각 Case의 조건별 최고효율점, 조건별 최하, 최고의 유속을 보이고 있다. 터빈 케이싱내부의 터빈 내측에 큰 와가 발생함을 알 수 있으며, 유량이 변화함에 따라 터빈 내부에서 발생하는 와의 형상과 위치가 변화함을 확인하였다. 따라서 유량에 따라 변화하는 터빈 내측의 와의 거동이 터빈의 성능에 영향을 크게 미칠 것으로 판단된다. 회전수가 증가함에 따라 와의 범위가 증가하여 재순환영역이 확산됨을 확인할 수 있다. 이것은 2단 입구 유입시 많은 영향을 주어 수차의 성능에 많은 영향을 미치고 있다. 압력의 변화에서는 0.5m에서 2.0까지 수치해석을 하였으나 속도에서는 큰 영향을 받지 않는다는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 3.7, Fig. 3.8, Fig. 3.9는 각 조건별 유선을 나타내고 있다. Case의 조건별 최고 효율 점, 조건별 최하, 최고의 유선은 터빈의 1단 입구에서부터 2단 출구까지 블레이드별 유출·입에 따른 속도별 내부 유동을 고찰할 수 있다. 횡류터빈은 Fig. 3.10에서 보이는 바와 같이 노즐의 출구를 지나서 러너블레이드의 유로를 통하여 흐름이 유입하게 된다. 이 영역을 Stage 1이라고 하고, 터빈의 Stage 1과 러너 내부의 축을 통과하여 다시 러너 블레이드 유로로 흐름이 유입되는 영역을 Stage 2라고 한다. 또한, 흐름이 왕복류의 경우 터빈의 유입구와 유출구가 바뀔 경우에는 Stage 1과 2의 위치도 서로 바뀌게 된다. 이처럼 러너의 블레이드와 노즐의 상대적인 위치에 따라서 블레이드 유로의 영역이 변화된다. 횡류터빈의 기본형상에 성능과 내부유동에 대하여 블레이드의 위치에 따라서 발생하는 출력에 대하여 Fig. 11과 같은 계산결과를 얻었다. 러너 블레이드의 상대적인 위치에 따라서 발생하는 출력은 최고 효율 점에서의 전체 출력을 100%로 할 경우 러너의 각 위치에서는 Stage 1에서 11.9%, Stage 2에서 76.4%, Region 1에서 18.3% 그리고 Region 2에서 -6.6%의 출력을 각각 받

생시키게 된다.

일반적으로 소수력용 횡류수차의 경우 출력의 약70%를 Stage 1에서 얻고 나머지 약30%는 Stage2에서 얻게 된다. 그러나 본 연구에서 적용한 횡류터빈의 경우 소수력용 수차와는 전혀 다른 결과를 보이고 있다. 이러한 결과는 왕복류에 대하여 터빈이 동일한 방향으로 회전하도록 터빈의 유로가 축대칭적인 구조로 되어 있기 때문으로 판단된다. 즉, 일반적인 소수력용 수차의 경우 러너를 통과한 흐름은 수면으로 자유낙하하거나 흡출관을 통하여 흘러나오게 되어 있지만, 본 연구에 적용한 횡류터빈은 그 구조상 흐름이 러너를 통과하더라도 다시 노즐을 통하여 흘러나오게 되어 있기 때문에 유입구와 유·출구 측의 대칭적인 노즐형상에 의하여 러너 블레이드를 통과하는 흐름도 영향을 받기 때문으로 판단된다. 한편, Region 2에서는 출력이 음의 값을 가지게 되는데 이것은 이 영역에서 손실이 있음을 나타내는 것이며, 속도벡터에서 보이는 바와 같이 와류의 재순환흐름과 밀접한 관련이 있다. Fig. 3.12는 횡류터빈의 유량과 회전수 변화에 따른 성능곡선을 보이고 있다. 회전수가 증가함에 따라서 출력 P 와 터빈 유입구 및 유출구 사이의 차압인 유효낙차 H 는 비례적으로 증가함을 알 수 있다. 그러나 효율은 거의 일정한 값을 나타낸다. 한편, 유량이 변화할 경우, 유효낙차 H 와 출력 P 는 유량의 증가와 함께 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 효율은 회전수 변화의 경우와 마찬가지로 최고 효율 점을 기준으로 크게 변화하지 않음을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 횡류터빈이 해수면 이하의 수중에 설치 될 경우 높은 출력을 얻기 위해서는 터빈의 회전수와 유입유량을 증가시켜야 한다는 것을 암시하고 있다. 그러나 횡류터빈은 구조상 높은 회전수를 설정 할 수 없기 때문에 필요한 출력을 얻기 위해서는 유입유량을 충분히 받아들일 수 있는 유입구의 형상 설계가 중요함을 의미한다.

일반적으로 횡류터빈의 경우 원리상 충동형 및 반동형 수차의 성능을 나타낸다고 알려져 있다. 즉, 유입유량에 의해서 운동에너지와 유

효낙차에 의한 압력에너지에 의해서 출력을 발생시키게 된다. 따라서 수력터빈 내부의 압력변화와 러너 블레이드를 통과하는 흐름에 의한 블레이드 표면에서의 압력분포에 대해서 검토할 필요가 있다. Fig. 3.13은 Stage 1과2에서 각 블레이드 표면 압력분포를 나타내고 있으며, 각 블레이드의 전연에서 후연까지의 표면 압력을 평균하여 유량변화와 회전속도에 따라서 나타내었다. Stage 1에서는 유량변화와 회전속도변화의 수치에 따라서 블레이드 표면 압력이 전체적으로 증가함을 알 수 있다. 이러한 결과는 블레이드의 유속증가에 따른 운동에너지의 증가가 그 원인으로 판단된다. 또한, 압력분포의 압력 면과 부압면 사이의 전체면적은 터빈의 출력에 직접적인 영향을 미치게 되므로 유량이 상대적으로 클 경우에 큰 출력을 나타내는 것을 알 수 있다. Stage 2에서도 Stage 1 에서와 마찬가지로 유량이 증가 할수록 압력면과 부압면사이의 면적이 비례하여 증가함을 알 수 있으며 회전속도의 변화에서는 큰 변화를 보이지 이와 다르게 미세한 차이만을 보이고 있음을 알 수 있다. Fig. 3.14는 일정한 유량(N/N_{bep})과 회전속도(Q/Q_{bep})에서 Stage 1과2의 러너 블레이드 유로 유입구에서 접선방향 및 반경방향 속도비를 나타내고 있다. 그림에서 $v_{\theta 11}$ 의 아래첨자 11은 Stage 1의 입구를 나타내고, 아래첨자 21은 Stage 2의 입구를 나타낸다. 그리고 황축의 θ_1 과 θ_2 는 Stage 1과2의 러너 블레이드 유로 회전방향 상대위치를 나타낸다. 유량의 변화에 대해서 러너 블레이드를 통과하는 흐름은 반경방향 유속과 비례적으로 변화함을 확인할 수 있다. 특히 Stage 2의 반경방향 속도 비는 유량과 회전속도에 따라 전체 러너 블레이드 간 유로에서 큰 차이를 보이고 있다. 즉, 접선방향의 속도가 증가함에 따라서 운동에너지가 증가하여 터빈을 통과하는 흐름에 의한 출력이 증가하게 됨을 의미한다.

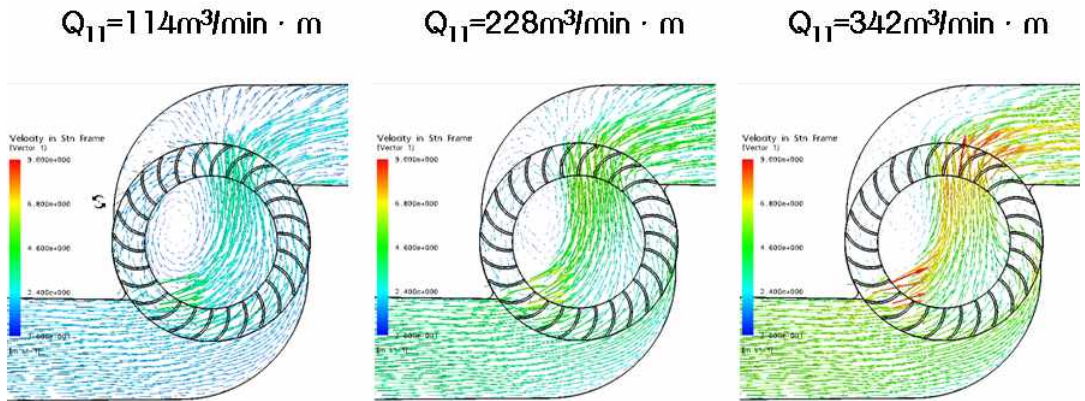


Fig. 3.4 Velocity characteristics at different flow rates

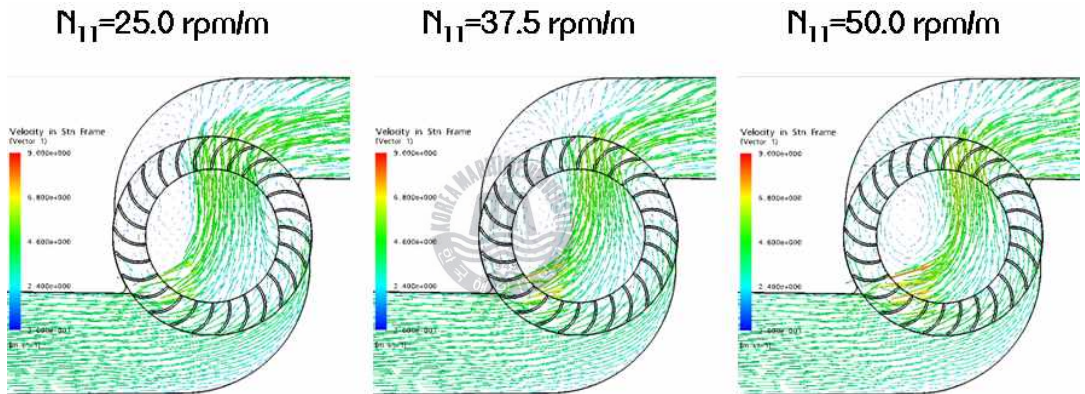


Fig. 3.5 Velocity characteristics at different turbine rpm

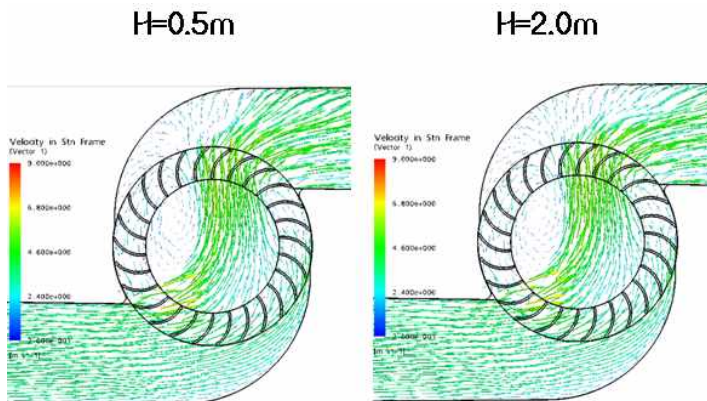


Fig. 3.6 Velocity characteristics at different head pressure

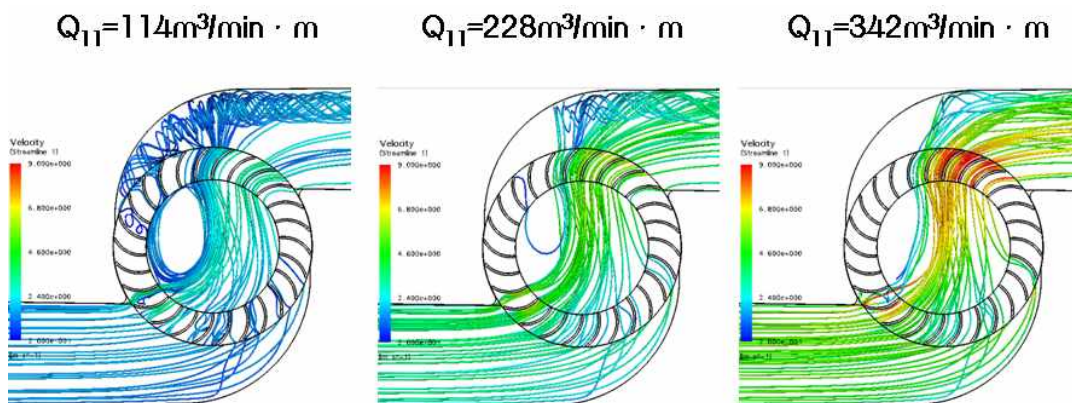


Fig. 3.7 Streamline characteristics at different flow rates

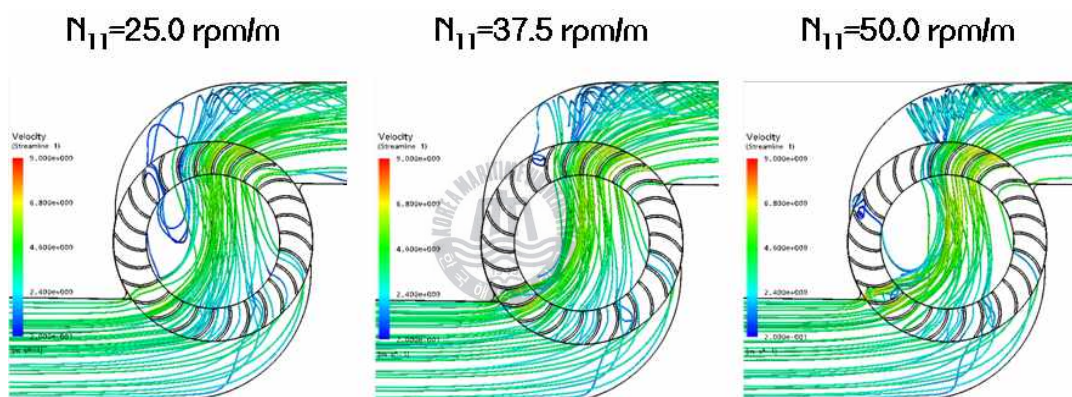


Fig. 3.8 Streamline characteristics at different turbine rpm

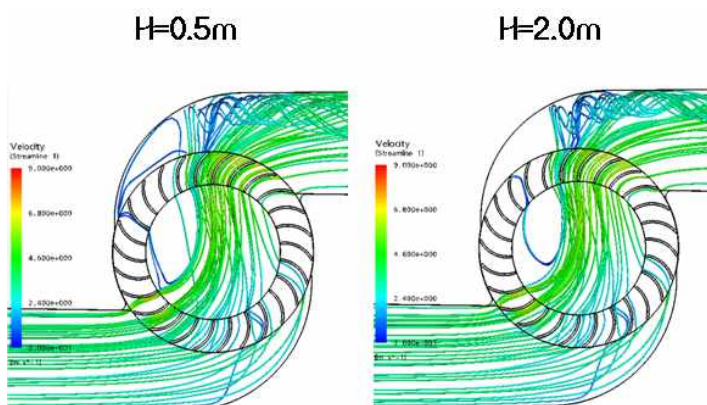


Fig. 3.9 Streamline characteristics at different head pressure

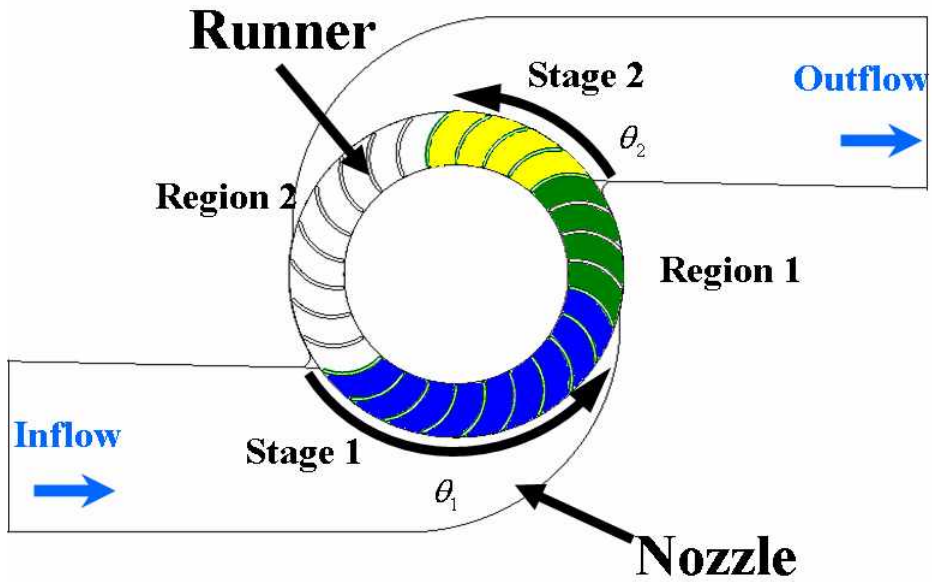


Fig. 3.10 Streamline characteristics at different head pressure]

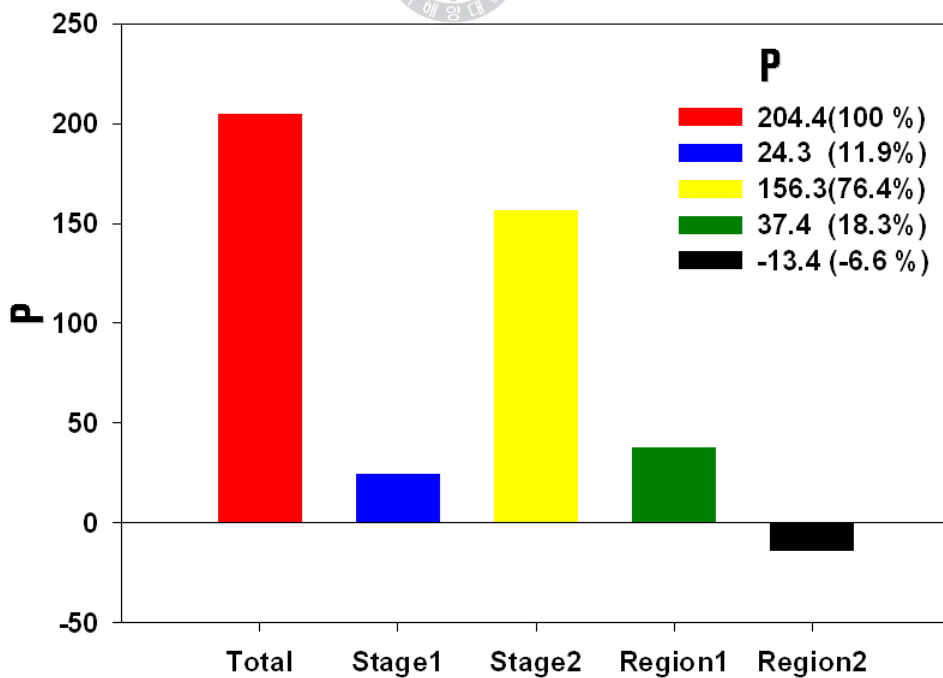
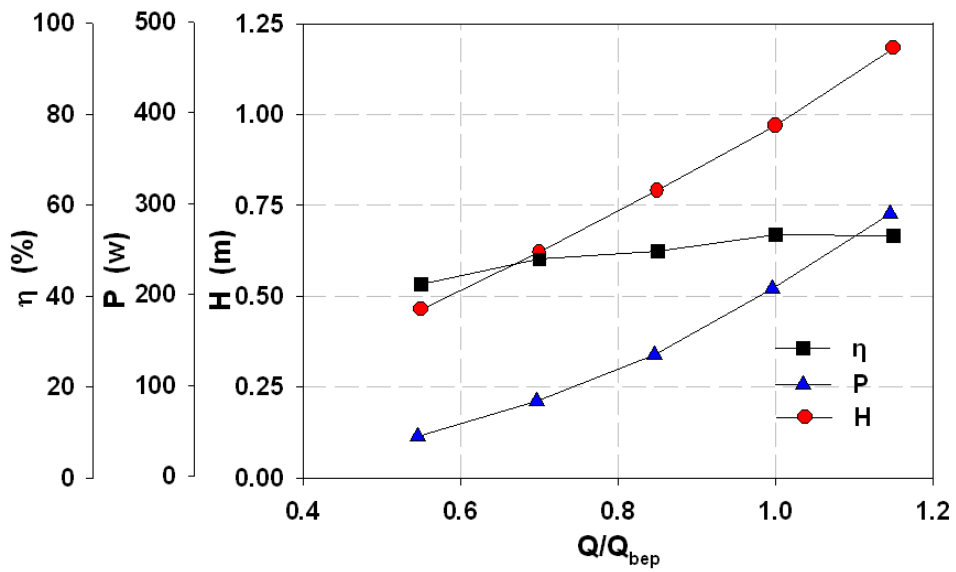
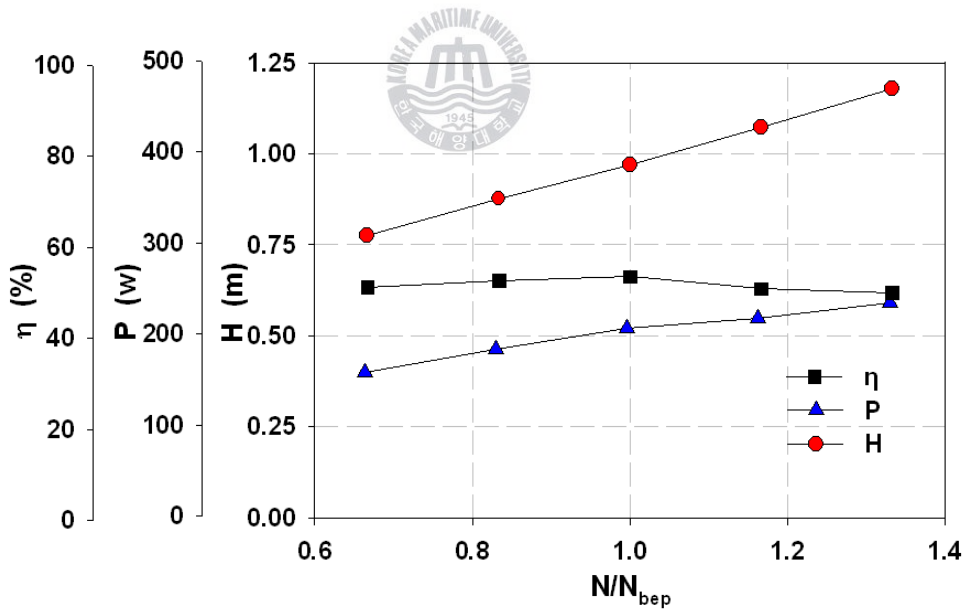


Fig. 3.11 Output power analysis for Case

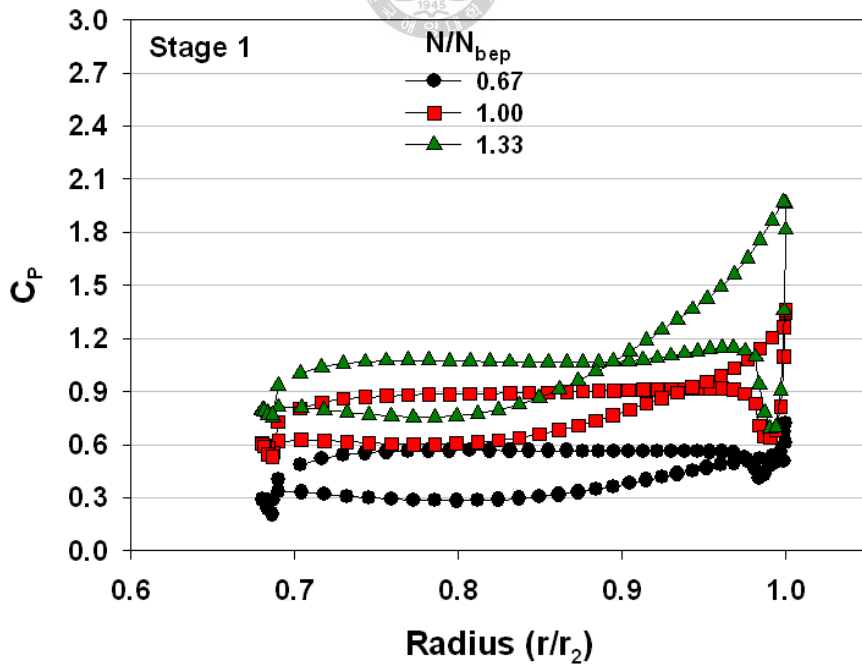
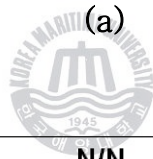
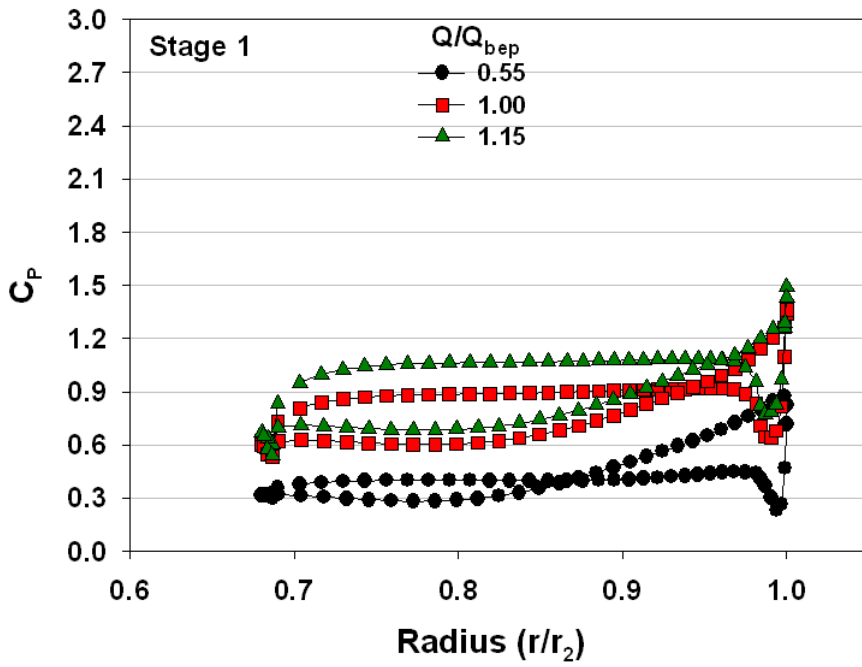


(a)

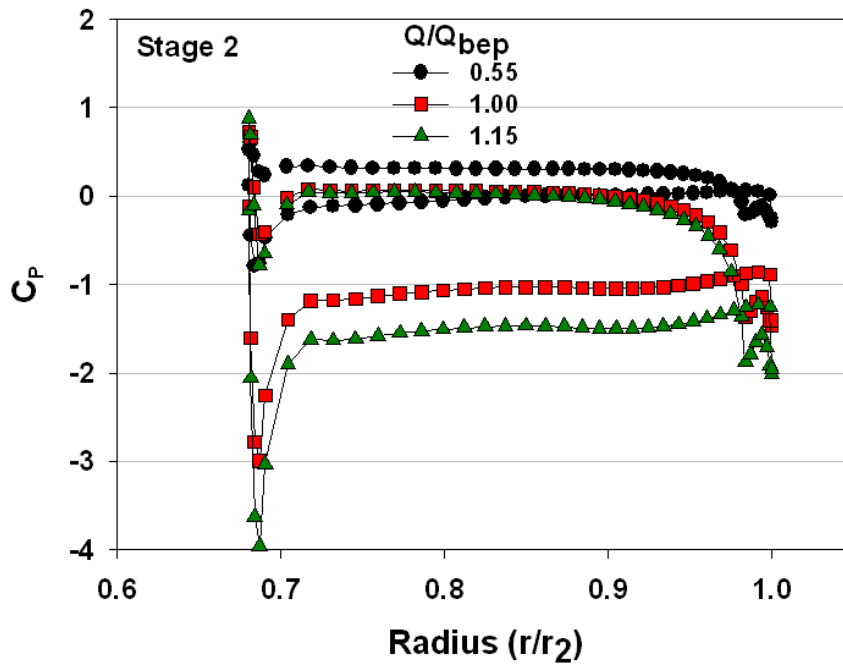


(b)

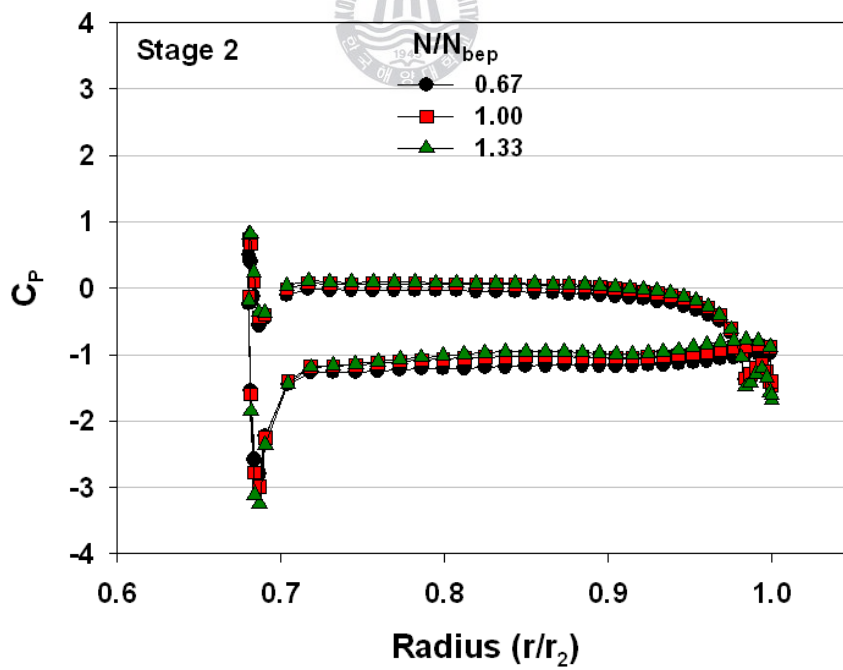
Fig. 3.12 Performance characteristic curves of cross-flow turbine : by the (a) variation of flow rate and (b) variation of rotational speed



(b)

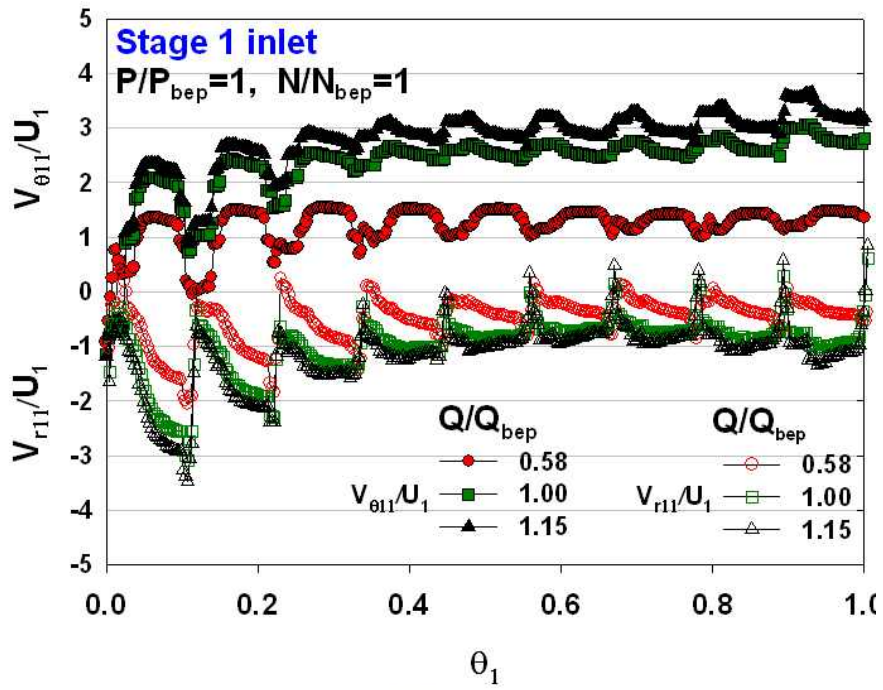


(c)

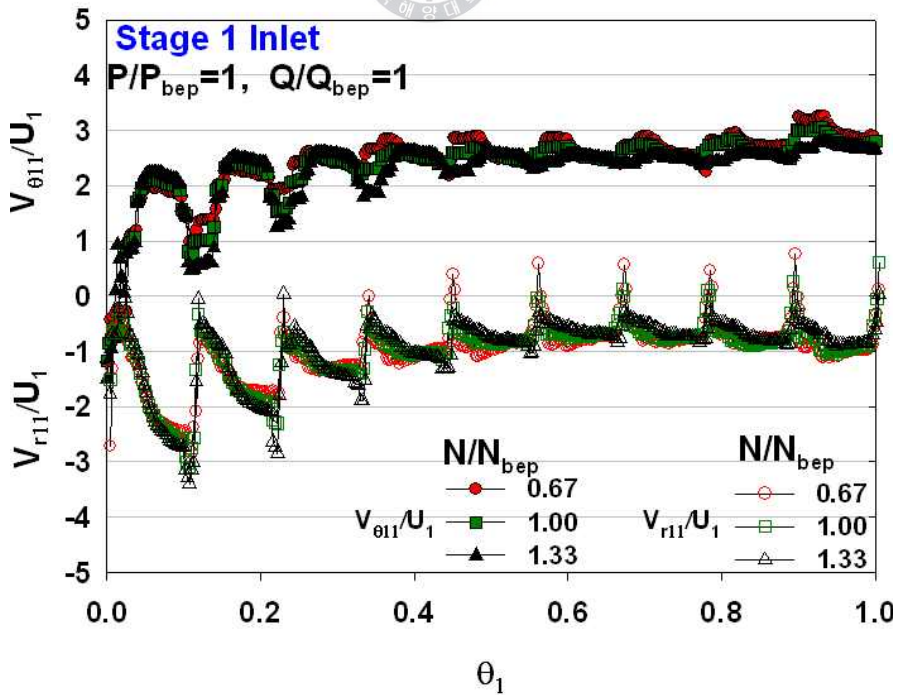


(d)

Fig. 3.13 Averaged pressure distributions on the surface around the blade by inlet flow rates : at (a, b) Stage 1 and (c, d) Stage 2



(a)



(b)

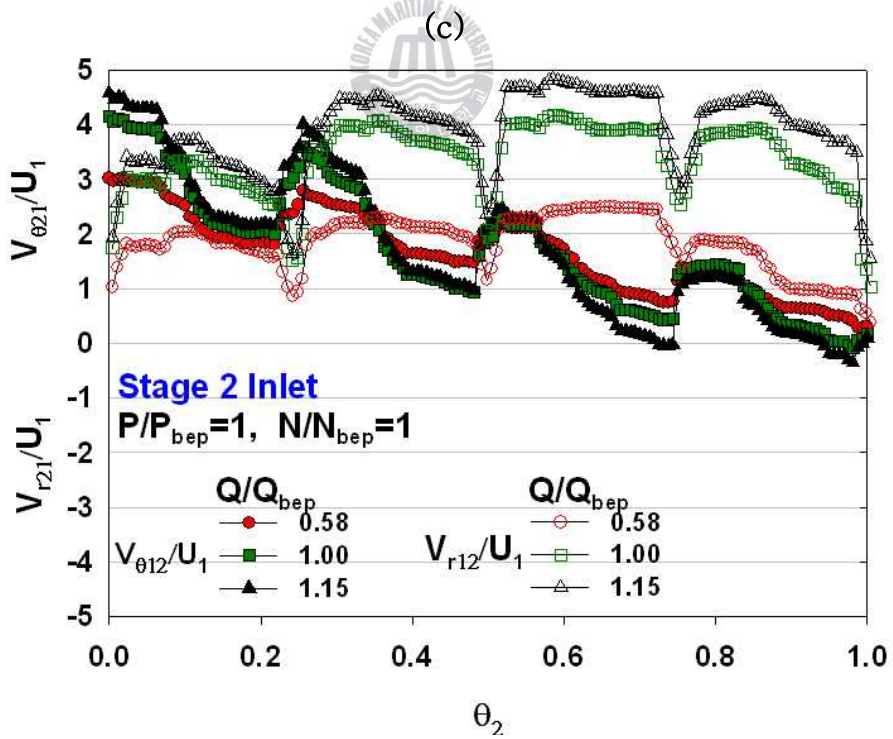
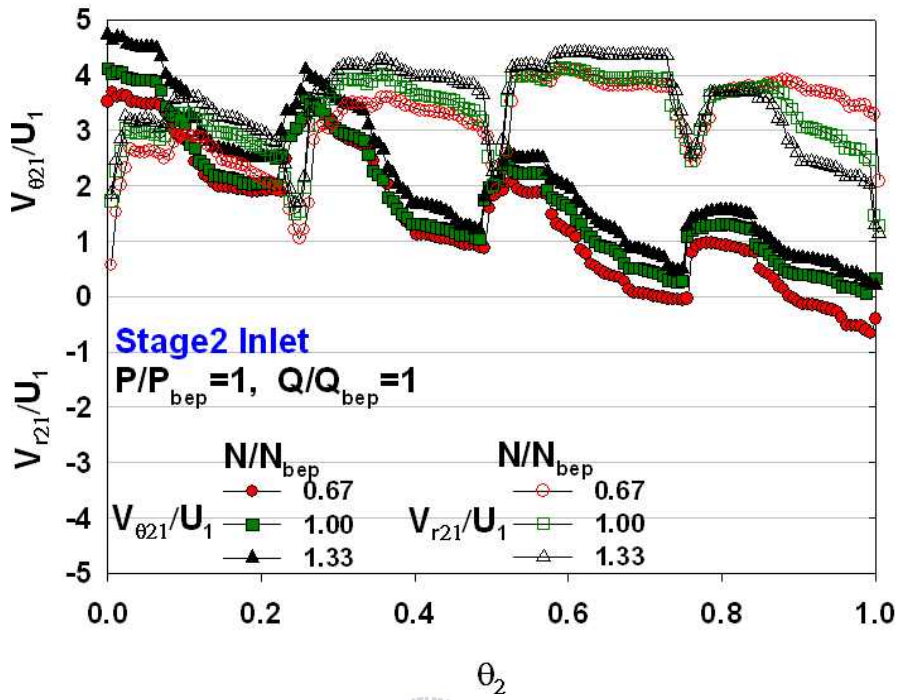


Fig. 3.14 Velocity distributions at the inlet of (a, b)Stage 1 and (c, d) Stage 2 with the variation

3-1-4 계산격자 및 난류모델의 의존성검토

계산의 신뢰성을 높이기 위하여 y^+ (벽면으로부터의 무차원거리)와 난류모델 의존성에 대해서 검토하였다.

터빈내부의 격자 영역을 노즐과 러너부분으로 나누어서 각 영역에서의 y^+ 값을 변화시킴에 의해 그 조합으로부터 계산격자를 작성하여 계산을 수행하였으며, 노즐과 러너 영역의 y^+ 값에 따른 터빈의 성능은 Fig. 3.15와 같다.

전체 계산격자의 y^+ 값을 1로 설정한 경우에 대하여 SST, BSL, $k-\omega$, $k-\varepsilon$ 난류모델을 적용하여 계산을 수행하였으며 터빈의 성능은 Fig. 3.16에 나타나 있다.



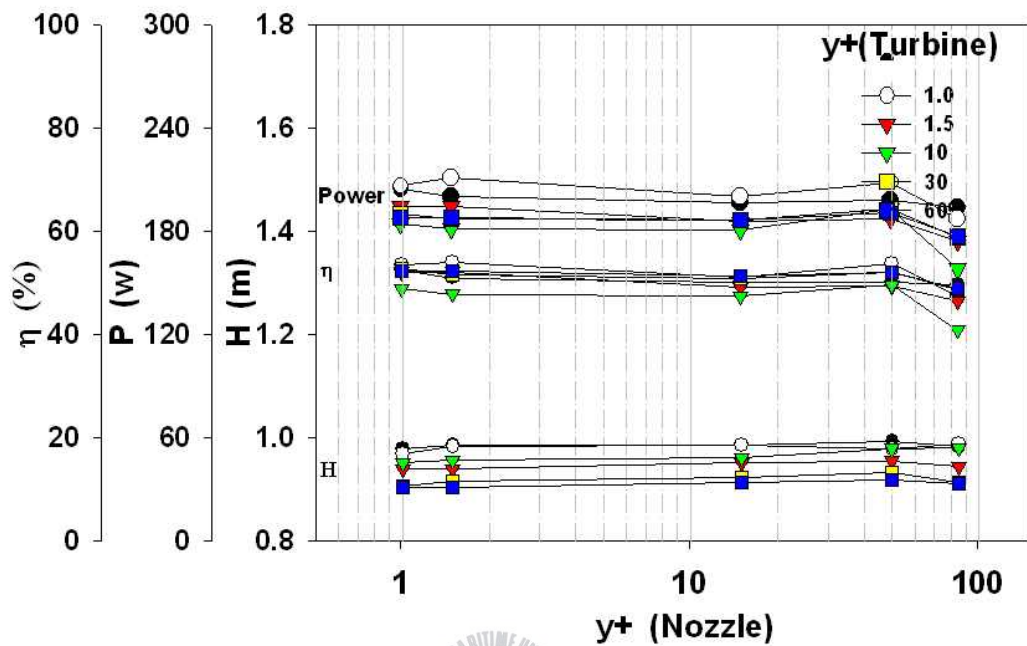


Fig. 3.15 Dependence of non-dimensional distance y^+ on the calculation results

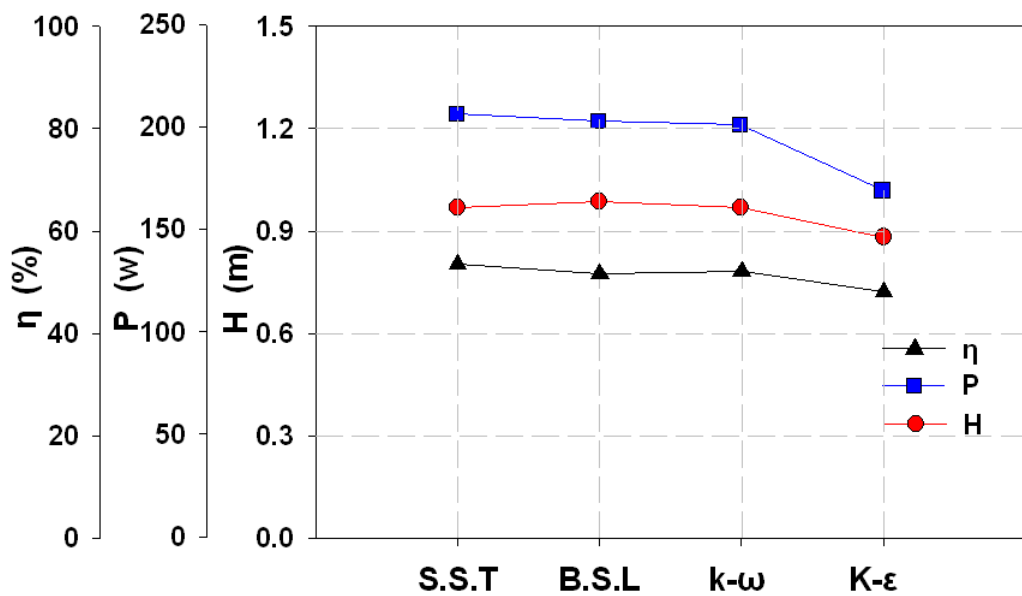


Fig. 3.16 Dependence of turbulence model on calculation results

3-2 CFD에 의한 2D 파동수조 수치해석 방법

파동수조의 수치해석은 새로운 방식인 파력발전용 횡류터빈인 케이슨 내장형 횡류터빈을 개발하기에 앞서 파랑수조의 왕복운동^[11, 12]을 CFD해석을 통하여 구현하는 것이다.

3-2-1 형상모델링 및 계산격자

왕복류에 대하여 러너가 동일한 방향으로 회전하도록 고안된 횡류형 터빈의 수치해석을 하기 위해서는 파랑수조 내에서의 조파 판의 이동에 따라 유속과 주기의 검증이 필요하다. 계산 격자를 생성하기 위해 초기 모델링 작업은 3차원 캐드 모델링 툴인 Unigraphics NX3을 사용하였다. 그 형상은 Fig. 17과 19에 나타나 있으며 Type A에 수치는 Table 3.4에 나타 내었다.

격자의 구성은 다양한 유동장에 대하여 일반적으로 많이 사용되는 난류모델의 한 종류인 $k-\epsilon$ 모델에 적합하도록 구성하였다. Moving Mesh를 고려하여 격자를 형성하였으며 벽면과 조파 판 주위의 격자를 집중적으로 생성함으로서 계산의 신뢰도를 높일 수 있도록 구성하였다. 격자의 형상은 Fig. 19와 20에서 보이고 있다. Hexa 모듈을 이용하여 구성된 격자는 Type A는 약 70만 노드, Type B는 80만 노드로 각각 구성되어 있다.

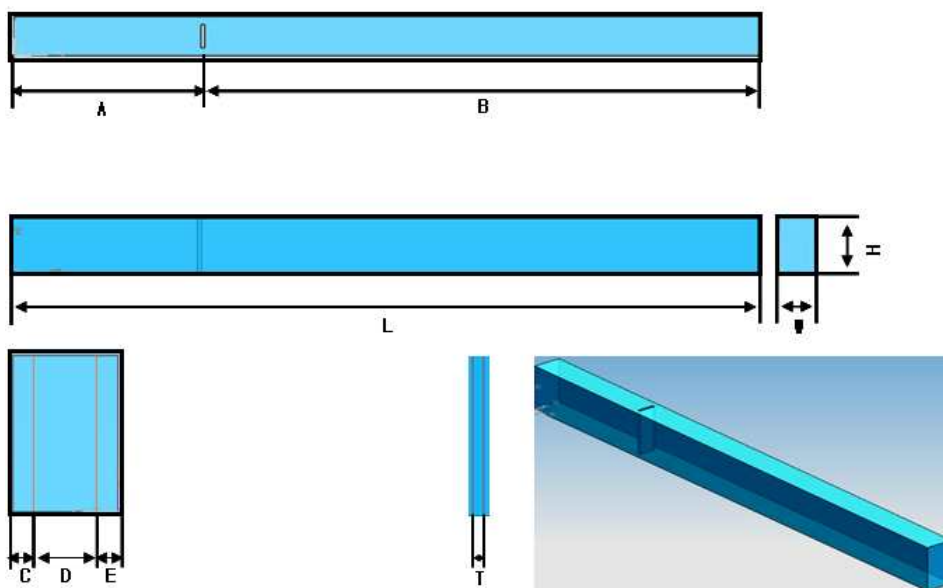


Fig. 3.17 Basic calculation design for type A

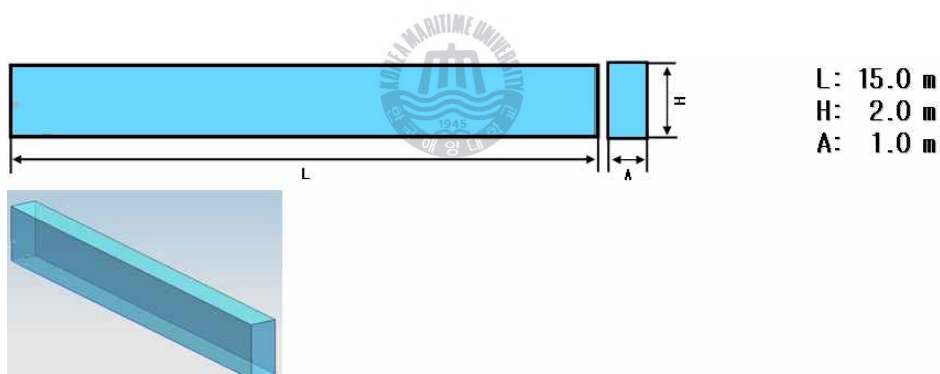


Fig. 3.18 Basic calculation design for type B

Table 3.4 Composition of size

| Wave Tank | | Plate | |
|-----------|------|-------|------|
| L [m] | 2.25 | C [m] | 0.02 |
| W [m] | 0.10 | D [m] | 0.06 |
| H [m] | 0.20 | E [m] | 0.02 |
| A [m] | 0.50 | T [m] | 0.01 |
| B [m] | 1.49 | | |

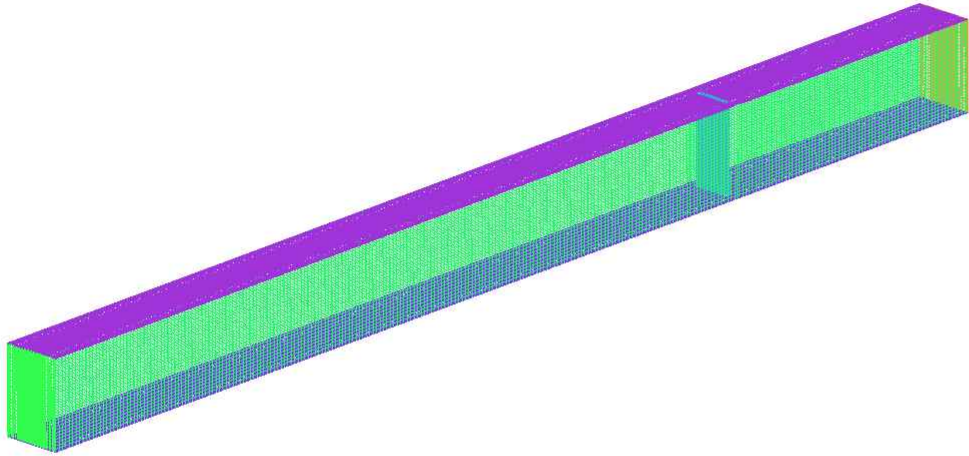


Fig. 3.19 Meshing details for type A

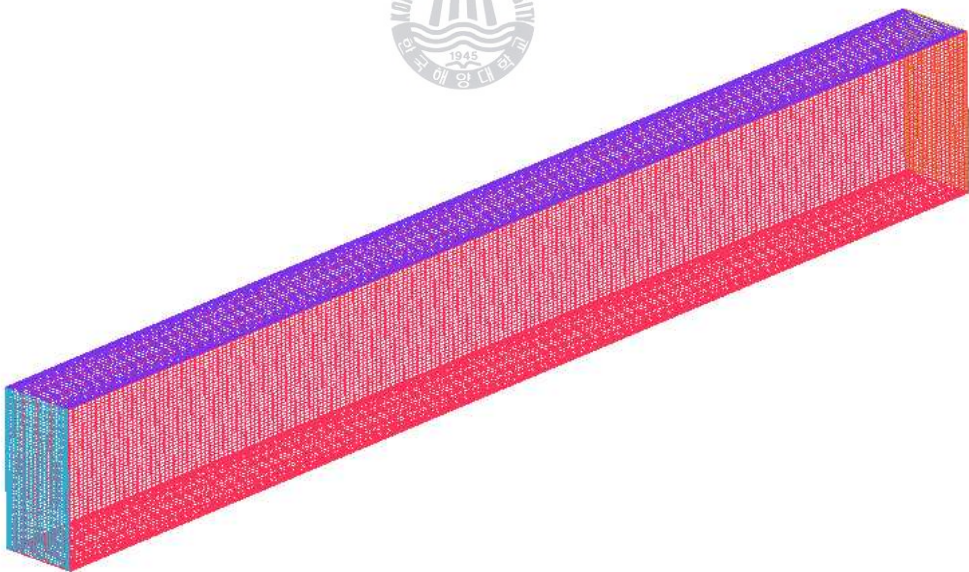


Fig. 3.20 Meshing details for type B

3-2-2 경계조건 및 계산조건

본 연구에서 수치해석에 사용된 경계조건은 Fig. 21과 Fig. 22에 각각 나타나 있다. 수조의 상부는 대기방출조건을 사용하였으며 중력 조건($g=9.80665\text{m/s}$)이 적용된 물(25°C)과 공기(25°C)의 이 상류로 구성되어 있다. 2가지 방식의 파랑수조(type A 수조내부 설치된 조파판의 왕복운동을 통하여 조파를 하는 방식, type B 끝단의 한쪽 벽면의 왕복운동을 통하여 조파하는 방식)를 수치해석 하였다. 계산은 유체의 기본방정식인 Navier -Stokes 방정식을 수치적으로 해석하는 상용코드인 ANSYS CFX Ver. 11.01이 사용 되었다. 파동수조의 유동에 관하여 국내·외의 많은 연구결과에서는 반사파의 영향을 최소화한다. 그러나 본 연구는 고정형 케이슨 내장형의 형상에 준하여 파력 발생장치내의 후방가이드 노즐을 통한 유수실의 형상으로 막혀있는 형태이다. 따라서 파동수조의 끝부분은 벽면조건을 구성^[11, 12, 13]하여 수조 끝단부분의 영향을 고려하고자 한다.

Type A의 경우 Table 3.5와 같이 0.100m, 0.125m, 0.150m의 수위와 0.5초의 주기, Type B는 0.70m의 수위에 2초의 주기로 해석을 진행하였다. 총계산시간은 파동수조내의 정상파의 구현^[14]에 앞서 안정화된 파고를 위하여 Type A 는 20초, Type B 는 60초의 비정상 계산을 실행하였다.

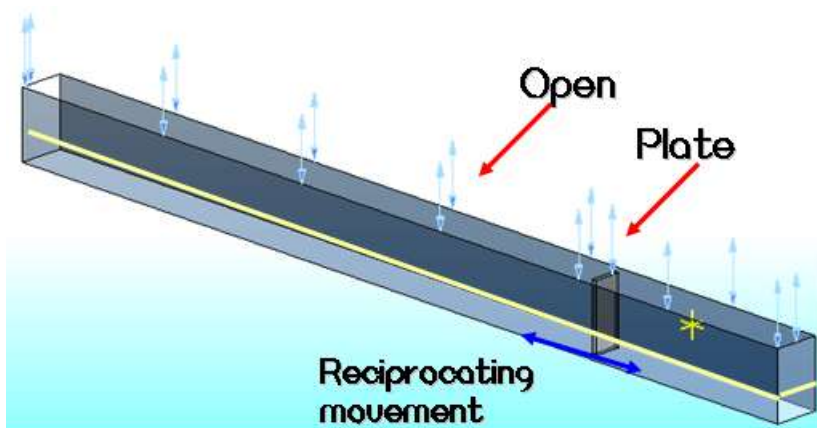


Fig. 3.21 Boundary condition for type A

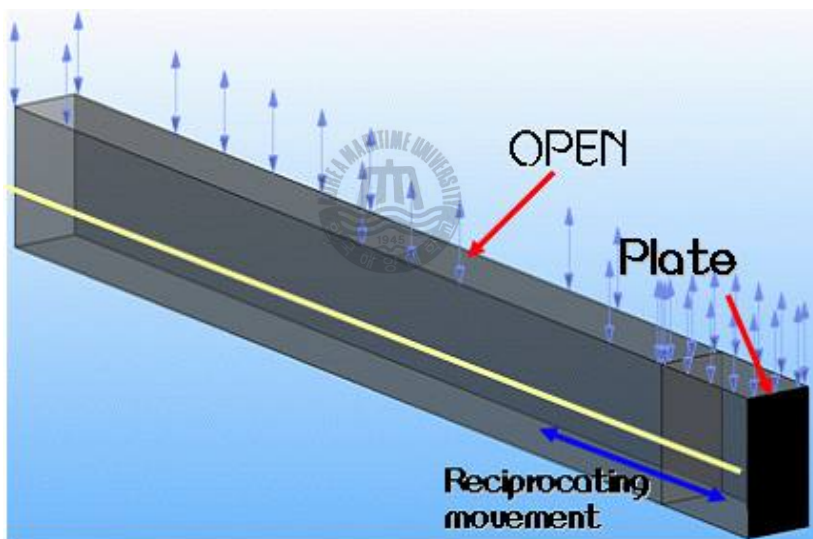


Fig. 3.22 Boundary condition for type B

Table 3.5 Calculation case of Type A

| 수위 | |
|--------|--------|
| 0.100m | CASE 1 |
| 0.125m | CASE 2 |
| 0.150m | CASE 3 |

3-2-3 결과 및 고찰

Type A를 통하여 Case 1, 2와 3에서 수치 해석된 수위에 따른 유동해석의 분석지점을 Fig. 3.23과 같이 나타내었다. Fig. 3.23에서 $P_1(0.07m)$, $P_2(0.10m)$, $P_3(0.13m)$ 의 지점에서 해석결과를 분석하였다. 각각의 해석지점의 속도는 Case1의 수위의 중간 부분인 $0.05m$ 의 유속 결과를 분석하고자 한다.

Fig. 3.24는 P_1 , P_2 , P_3 지점의 주 흐름방향 유속에 따른 시계열 데이터와 Fig. 3.25의 P_1 , P_2 , P_3 지점의 상하방향의 변동으로 인한 파고의 시계열 데이터를 나타내고 있다. 각각10초의 계산결과는 30초의 계산결과 중 Fig. 3.24의 속도 그래프와 Fig. 3.25 파고 그래프에서 알 수 있듯이 5초 이후의 유속과 파고에 따른 안정성이 확보되어 10초간의 계산결과를 분석하였다. 이것은 정상파로 수행되는 비정상계산에서의 계산시간 절약을 위하여 계산의 수렴정도를 판단함에 있어서 중요한 지표로 여겨진다.

Fig. 3.24의 속도벡터에서 파력발생장치의 기초연구방안으로 연구된 수치계산에서 Type 1과 2의 파동수조 유동해석^[15, 16]에 대하여 상용 프로그램을 이용하여 파랑수조내의 가동플레이트를 이용한 왕동운동의 기초 해석 방안이 구현되었다. 눈여겨 볼 것은 각각의 속도벡터의 차이 그리고 플레이트와 거리에 따른 속도벡터의 분포이다. 특히 (a), (b)와 (c)의 차이다. P_3 의 지점에서 Case 3의 속도 벡터의 크기가 P_2 의 크기보다 높게 나타난다는 점이다.

Fig. 3.25는 Case1~Case3 에서 P_1 ~ P_3 까지의 파고분포를 나타내고 있다. 각각의 포인트에 따라 많은 변화가 보인다. (a)의 경우는 P_1 ~ P_3 까지 현저한 차이를 나타낸다. P_2 는 P_1 보다 파고의 최대 값 최하 값의 차이가 낮은 반면 P_3 의 경우 P_1 과 파고의 최대값과 최하값의 차이는 거의 동일하며 파장이 현저히 짧게 나타남을 보인다. 반면 (b), (c)의 경우 P_1 ~ P_3 의 지점으로 이를 때 파고와 파장의 크기가 점차 감소함을

볼 수 있다. 또한 (a)~(c)로 갈수록 수위가 다름에도 불구하고 패턴 자체가 유사한 형태를 가지게 된다. 이는 위의 벡터와 같은 영향으로 벽면에 부딪히는 파의 중첩의 영향으로 나타남을 알 수 있다.

Fig. 3.26의 속도 벡터는 Case 3의 10초 경과후의 속도벡터이다. 플레이트에서 발생한 파는 후면의 벽면에 파가 직접적으로 부딪치면서 파고의 높이가 감소하는 직접적인 원인이 됨을 알 수 있다. Fig. 3.27의 압력분포는 Case 3의 10초 경과후의 압력분포이다. 수위에 따른 압력의 분포와 플레이트 하부의 압력분포를 현저하게 구분하고 있다.

Fig. 3.28과 Fig. 3.29는 수치해석의 보다 자세한 분석 및 가시화를 위하여 Fig. 3.28은 2차원 평면과 3차원에서의 물과 공기의 자유표면을 Fig. 3.29는 0~0.3m/s 내의 속도분포를 3차원적으로 나타내고 있다. 각각의 시계열 동영상은 첨부CD (동영상1과 2)에 수록되어 있다.

Fig. 3.30은 Type 2의 파동수조 전체와 벽면주위의 속도 분포에 대하여 나타내고 있으며 Fig. 3.31은 물과 공기의 자유표면과 파동수조의 주 속도인 조파 판 방향의 속도의 분포를 사진으로 나타 내었다. Fig. 3.30에서 알 수 있듯이 유속은 상층부로 갈수록 높은 속도를 보인다. 또한 속도벡터의 주 흐름은 수면부에서 아래방향을 향하여 흐름을 알 수 있다. 이것은 고정식 파력발생장치의 전방가이드노즐을 설계함에 있어 유속의 확보 방안을 예상할 수 있는 지표가 될 수 있다. Fig. 3.31은 -0.3~0.5m/s의 속도분포를 나타 내었다. 이것은 좌표계상 조파 판의 왕복운동방향인 x축의 시계열 데이터 중 일부분이며 +상은 +x축의 속도 -상은 -x축의 속도로 구성되어있다. Fig. 3.30과 Fig. 3.31 또한 시계열에 따른 동영상을 CD(동영상3, 4번)에 첨부하였다.

Type 1과 Type2의 연구에서는 상용프로그램을 이용하여 파동수조 내의 가동플레이트를 이용한 왕복운동을 CFD수치계산을 통하여 구현

하였다. 이를 통하여 비정상계산에 따른 속도분포, 파고, 시계열 데이터를 확보함으로써 수치상의 변화를 알 수 있었다. 또한, 수위변화에 따른 파고의 최대값과 최소 값을 시간변화에 따라 계측 할 수 있었으며 가동플레이트와의 거리상의 파고의 변화 또한 계측 할 수 있었다.

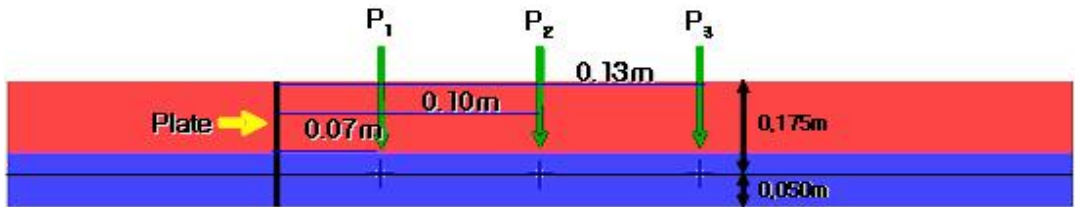
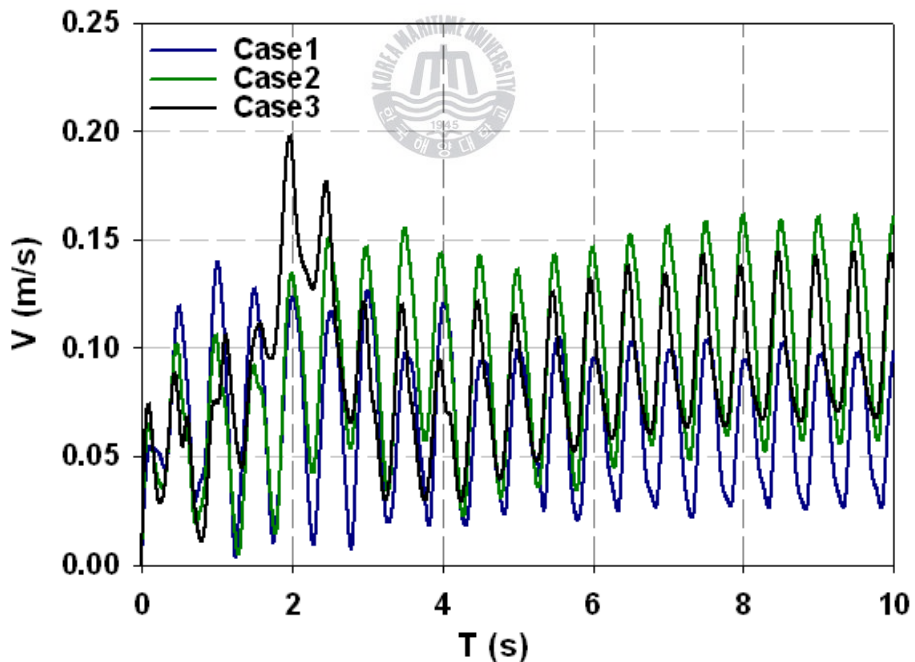
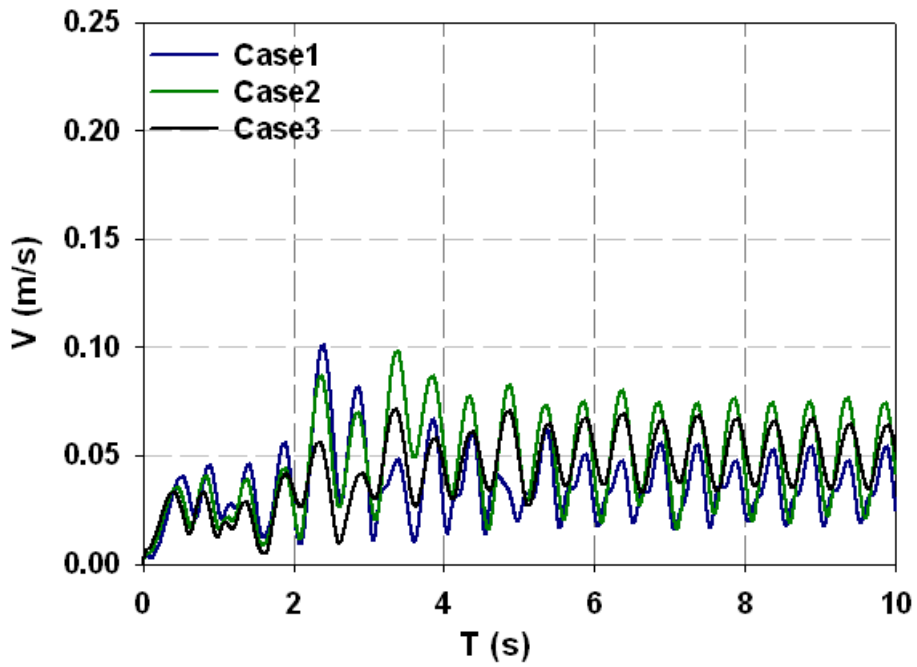


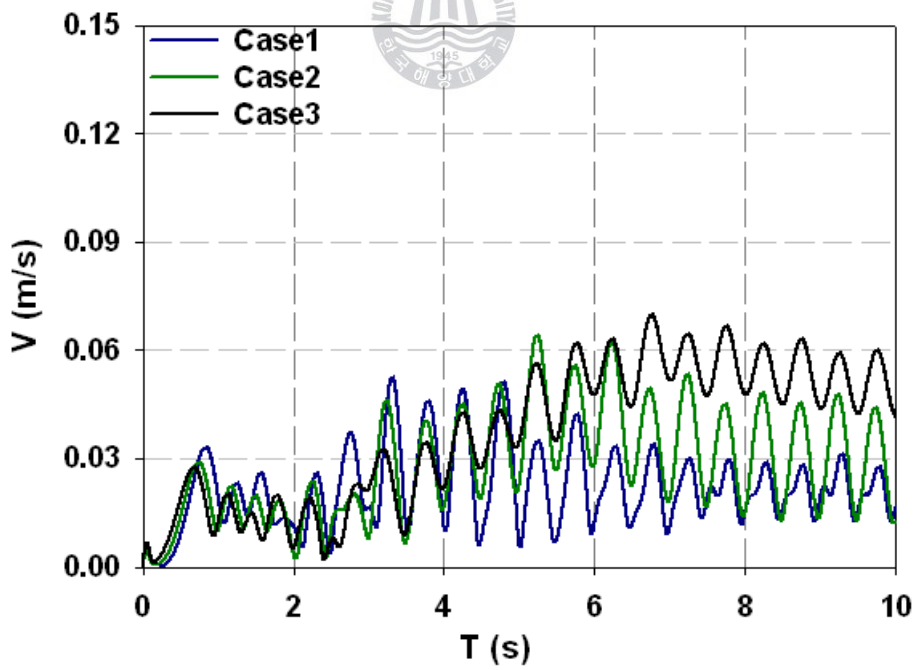
Fig. 3.23 Analysis point in the wave tank



(a) P_1 point

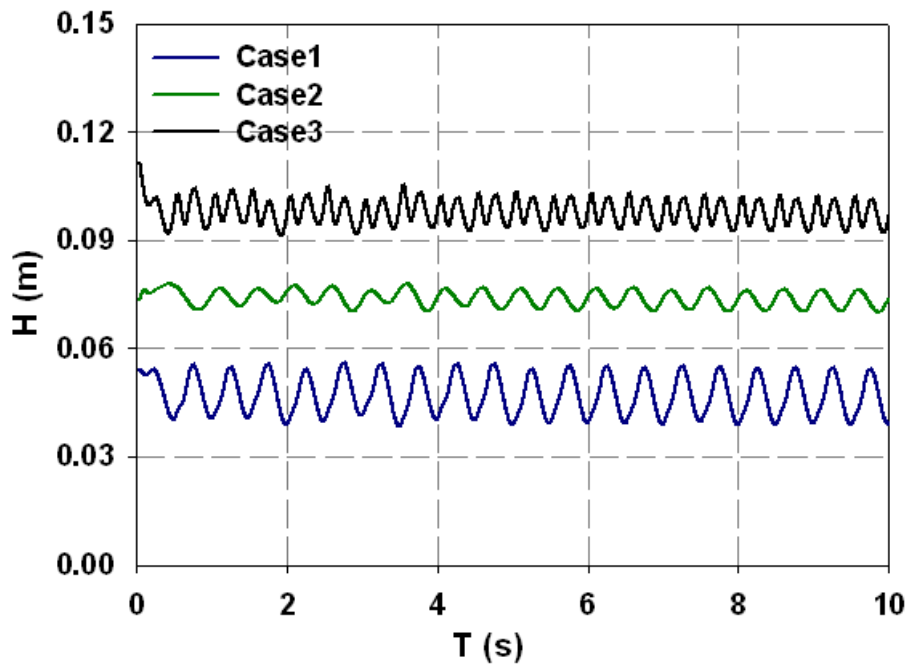


(b) P_2 point

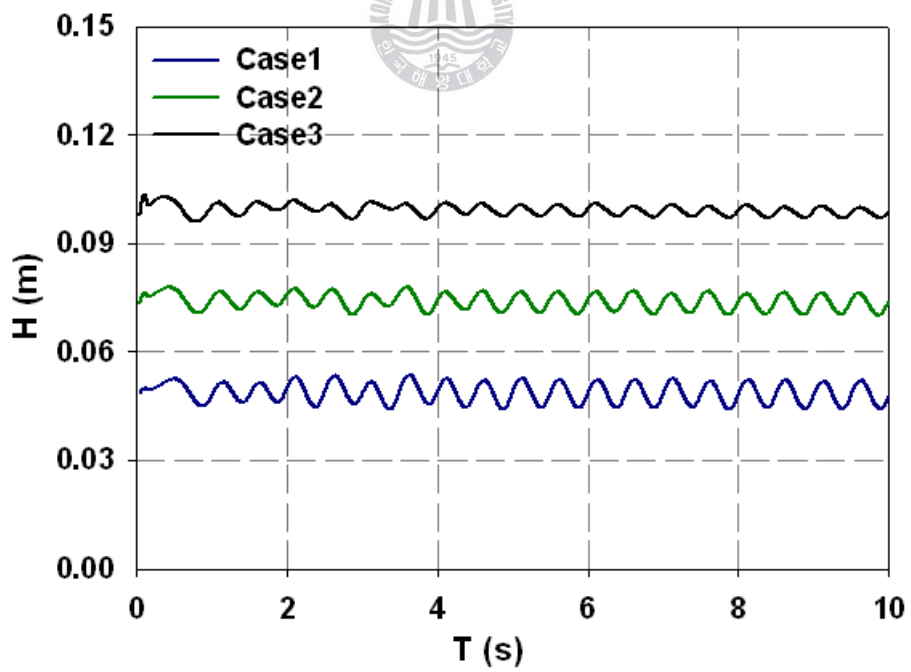


(c) P_3 Point

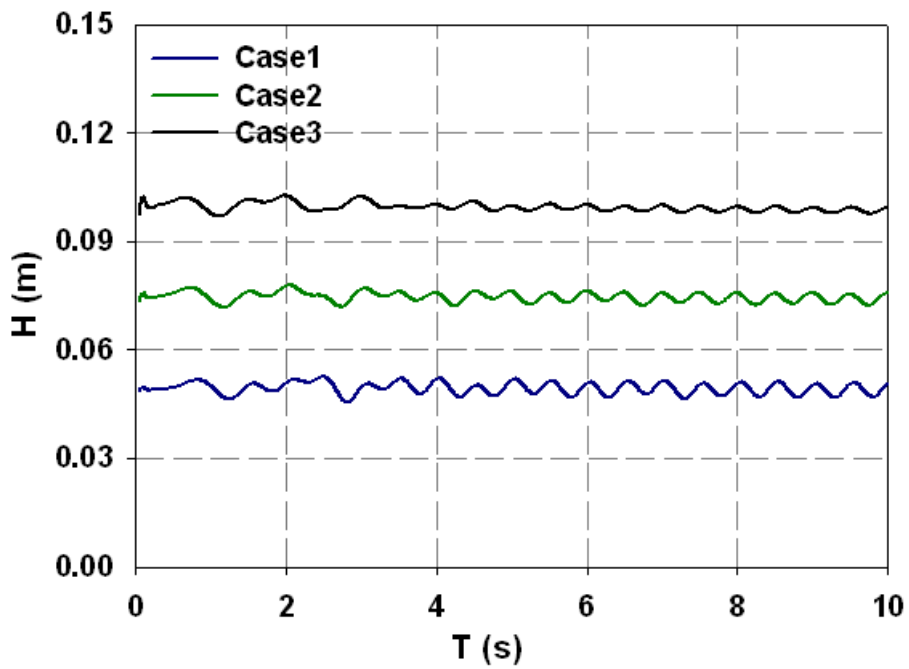
Fig. 3.24 Velocity vector for 10 seconds each case



(a) P_1 point



(b) P_2 point



(c) P_3 point

Fig. 3.25 Wave height for 10 seconds in each case

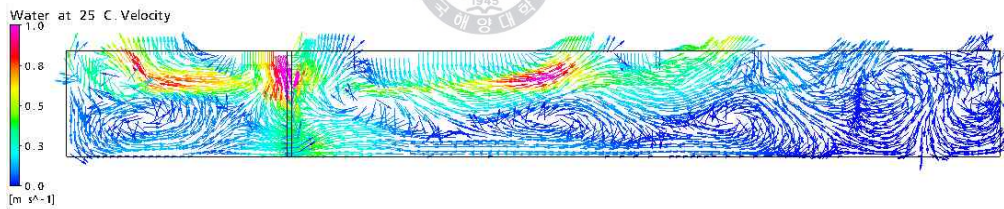


Fig. 3.26 Velocity vector of Case 3

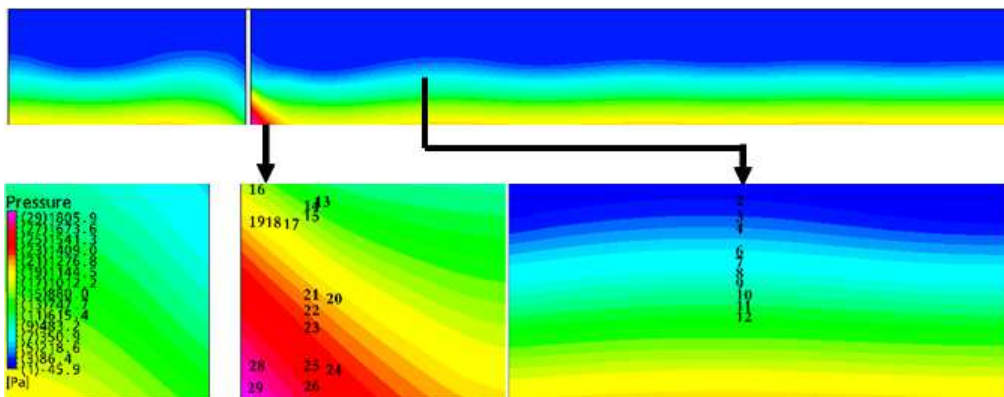


Fig. 3.27 Pressure of Case 3

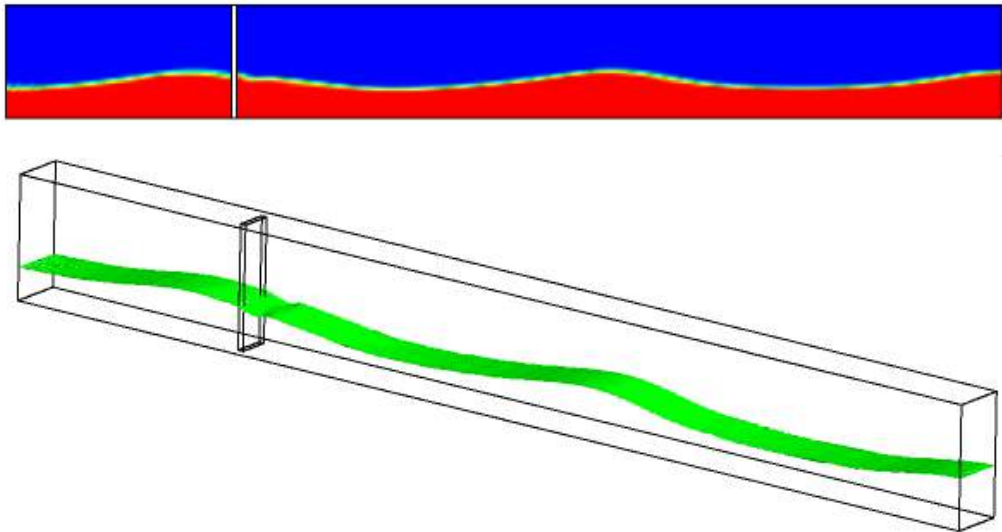


Fig. 3.28 Volume of fraction of Case 3 in Type A
(See animation 1)

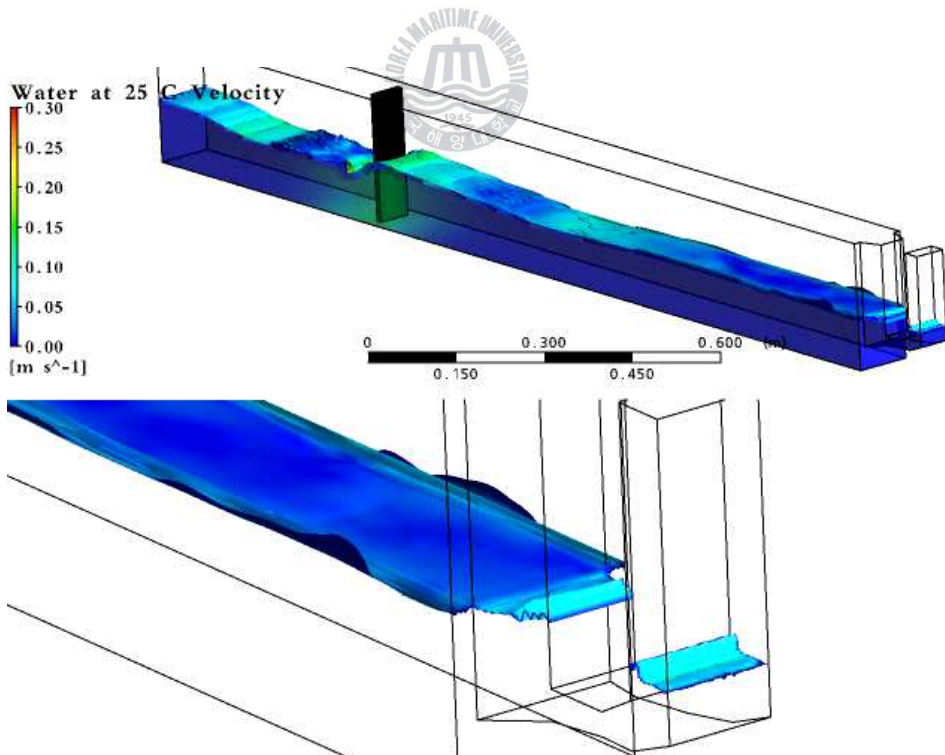


Fig. 3.29 Velocity distribution of Type A (See animation 2)

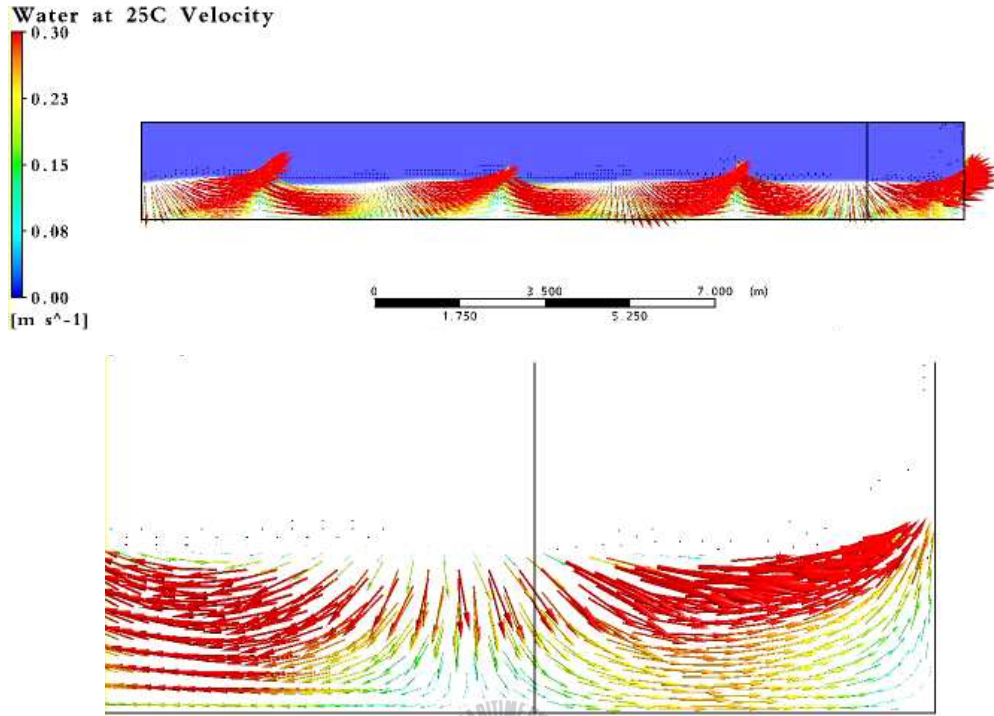


Fig. 3.30 Velocity vector of Type B (See animation 3)

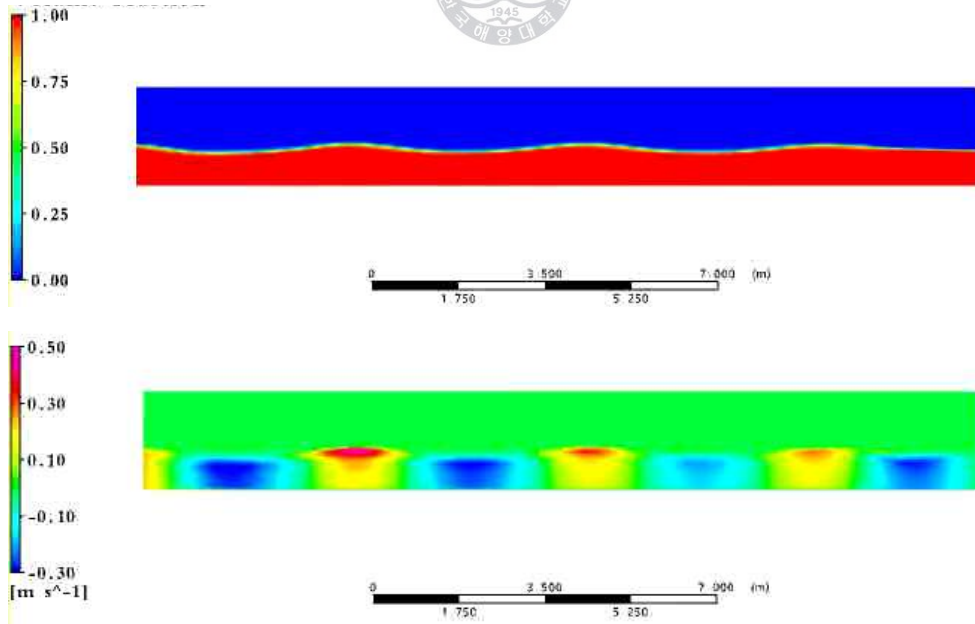


Fig. 3.31 Volume of fraction and x axis velocity distribution of Type B respectively (See animation 4)

제 4 장 수리모형실험과 CFD 수치해석 비교

본 연구에서는 케이슨 내장형 파력발전시스템의 개발을 위한 연구의 일환으로 축소 수리모형실험의 동일 조건인 파고 0.2m, 주기 2초, 수위 0.75m 으로 CFD수치해석을 통하여 기본형상에 성능과 내부유동에 대하여 검토하였다. 또한 CFD의 검증을 통하여 향후 가이드노즐의 변화^[17]를 통한 효율의 향상과 최적화 모델의 실측치의 성능의 검토에 적용하고자 한다. 본 연구는 선연구로 수행된 2D 횡류수차 수치해석과 파동수조 수치해석을 바탕으로 해석이 수행되었다.

4-1 형상모델링 및 계산격자

계산 격자를 생성하기 위해 초기 모델링 작업은 3차원 캐드 모델링 툴인 Unigraphics NX3을 사용하였다. 파동수조는 폭 1.0m, 높이 1.0m, 길이 35m의 2차원수조이다. 그러나 해석에 사용될 모델링의 높이는 대기방출조건을 고려하기 위하여 2m로 구성되었다. 수조의 바닥에는 현지의 해저대표경사를 고려하여 1:100의 일정경사로 구성되어 있으며, 조파 판 전면에서 모형수심이 시작되는 곳까지 수평 8m 이상의 일정수심 구간이 구성되어 있다. Fig. 4.1에 파동수조의 평면도와 측면도를 구성하고 있으며, 파력발생장치의 형상을 나타내고 있다. 전방가이드 노즐부분은 높이 0.6m에 폭은 대칭적으로 7°로 형성되었다. 7°의 각도는 전방가이드 노즐부분 각도변환 계산에 의하여 결정된 각도 조건으로 선정되었다. 전·후방 노즐은 대칭의 구조를 가진다.

Fig. 4.2는 실험에 사용된 파동수조(a)와 해석에 사용될 파동수조 유체영역부분의 모델링(b)을 구성하고 있다. 실제 파력발생장치의 설치위치는 35m의 수조의 15m 지점으로 구성되어있다. Fig. 4.3은 실험에 사용된 파력발생장치(a)와 해석에 사용될 파력발생장치 유체영역부분의 모델링(b)을 구성하고 있다.

해석을 하는데 있어서 결과의 정확도를 좌우하는 부분 중 하나가 계산격자이며, 우수한 품질의 격자를 생성하기는 쉽지가 않다. 본 연구에서는 격자를 생성하는 과정에서 복잡한 형상에 대하여 상당히 우수한 3차원 격자를 생성할 수 있는 ICEM CFD 10.0의 Hexa 모듈을 이용하였다. 해석결과의 정확도를 고려하여 조파판과 파력발생 장치 주위의 격자를 집중 배치하였다. 해석에 사용된 전체 도메인의 격자수는 약71만 노드이며, Fig. 4.4에 생성된 격자를 나타 내었다. 또한 다양한 유동장에 대하여 일반적으로 많이 사용되는 난류모델의 한 종류인 $k-\epsilon$ 모델에 적합하도록 구성하였다.

Fig. 4.5는 실험의 구성에 관한 이해를 돕기 위하여 조파실험 상태의 조파 판의 형상을 나타내고 있다. 실제 실험장치의 구동에 대한 자세한 사항은 실험을 전반적인 영상을 포함한 CD(동영상 5번)에 첨부하였다.

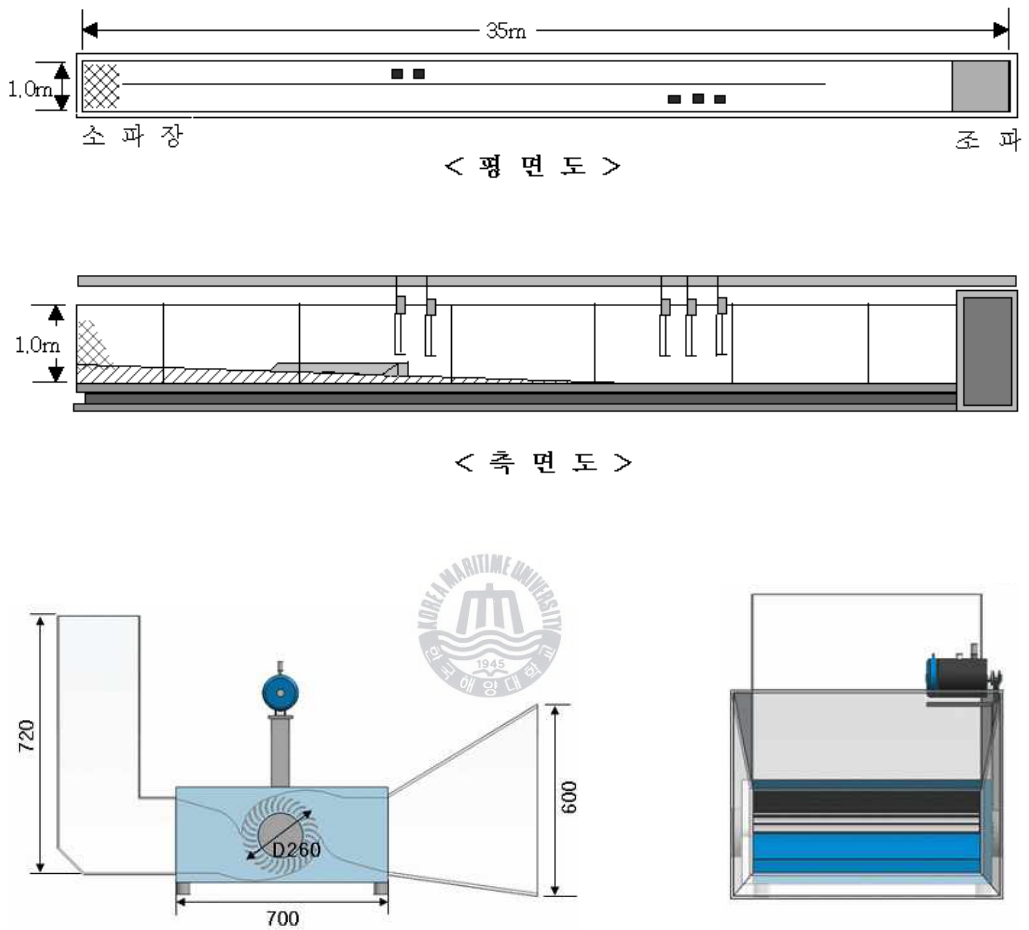
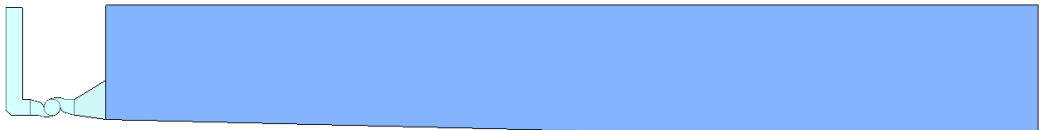


Fig. 4.1 Schematic of the direct drive turbine modelling and wave tank respectively



(a)

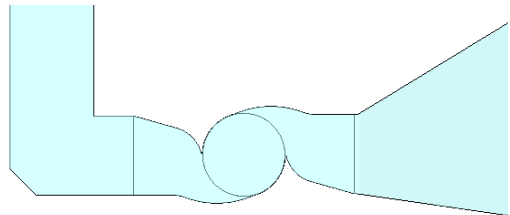


(b)

Fig. 4.2 Experimental setup of the wave tank (a) and CFD modelling of the wave tank (b)



(a)



(b)

Fig. 4.3 Experimental setup of direct drive turbine chamber and CFD modelling of direct drive turbine chamber (b)

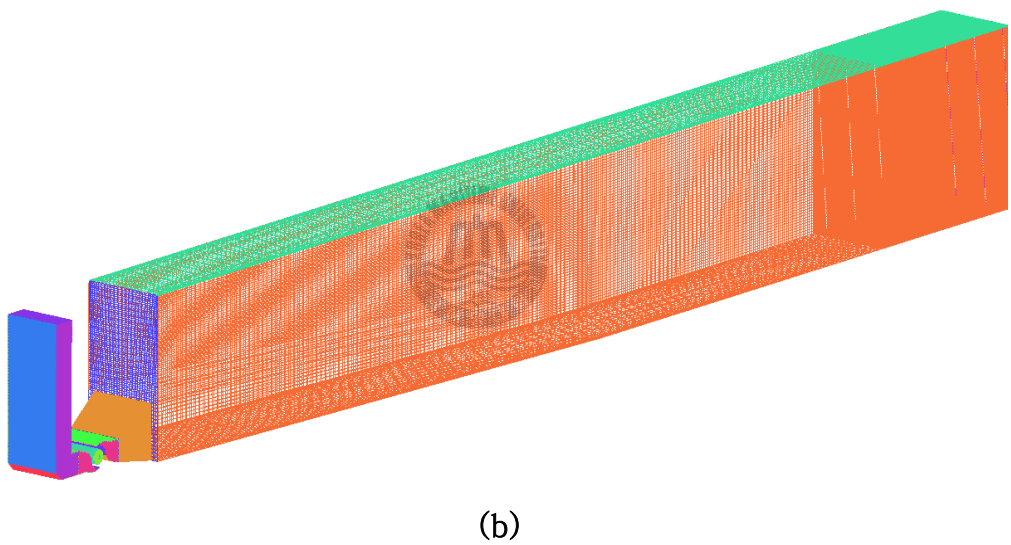
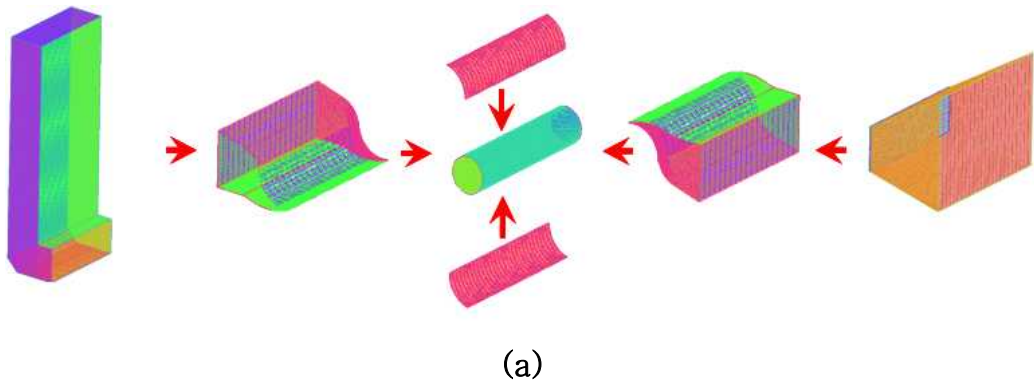


Fig. 4.4 Mesh geometry of the wave power generation system



Fig.4.5 Experimental setup of the wave generator
(See animation 5)

4-2 경계조건 및 계산조건

실제의 수리현상과 수치해석상이 완전히 동일하기는 실질적으로 불가능하다. 일반적으로 수리현상에서 하나 혹은 몇 개의 성분력이 작용하지 않거나 혹은 무시할 정도로 작은 경우가 대부분이며 지배적인 힘만을 고려하는 것이 일반적이다. 그러나 본 연구에서는 계산의 신뢰성을 최대한 높이기 위하여 실제 수리현상의 대부분의 물리적 성질을 고려하고자 한다.

초기조건으로 전체에 대기압의 조건을 부여하였으며, 전체적으로 중력조건을 고려하였다. Fig. 4.6은 전체적인 경계조건에 대하여 나타내고 있다. 상부는 대기방출 조건을 사용하였으며, 0.75m의 부분에 물과 공기의 자유표면을 가진다. 실험과 동일조건으로 뒷부분의 조파 판이 앞뒤로 주기에 따라 운동함으로써 조파를 발생시키는 무빙조건을 부여하였으며, 물과 공기의 온도는 실험과 동일은 7°C의 조건을 여하였다. 또한 7°C 의물의 표면장력을 고려하였다.

계산은 2초의 주기와 0.2m의 파고로 계산되었다. CPU(Core2 Quad 6600: Node=28), Memory(7×4GB)의 컴퓨터를 이용하여 96 시간동안 비정상계산을 수행하였다.

그리고 본 연구에서는 실험과 CFD비교 수치계산인 Test1과 전방가이드 노즐부분의 각도변화^{[16], [17]}에 연구인 Test2도 수행하였다. Test1의 실험에서는 직경 D=0.26m의 러너가 장착되어 있으나 CFD 계산에서는 러너를 제외하였다. Test2 에서도 러너를 제외시키고 수조와 터빈 노즐만 포함한 형상에 대하여 계산을 수행하였다. Fig. 4.7은 각각 (a)에 평면도 (b)에 정면도를 나타내고 있으며, Table 4.1에서는 Test1, Test2의 계산 조건에 대하여 나타내었다.

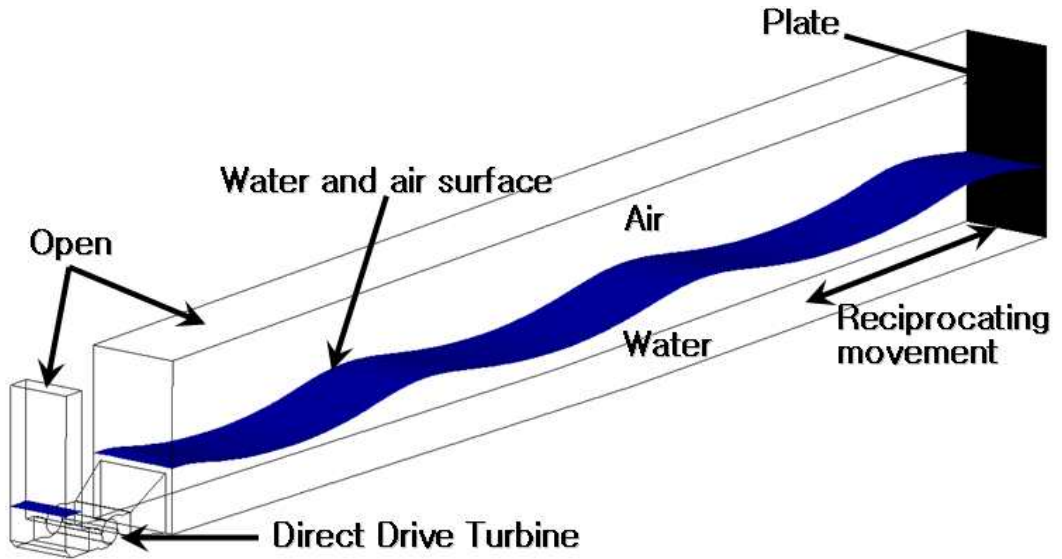


Fig.4.6 Boundary condition of wave generator in CFD

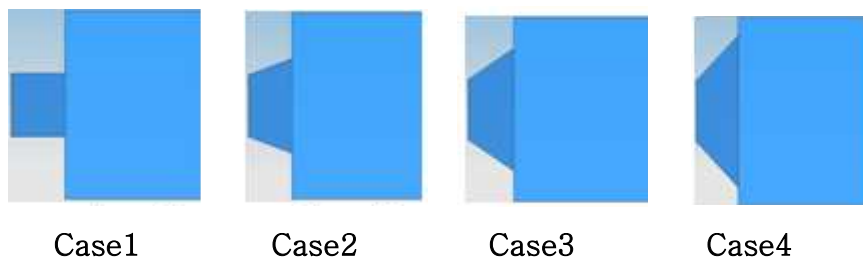
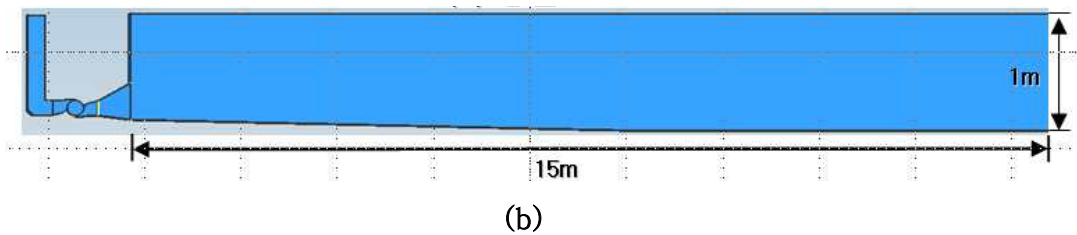
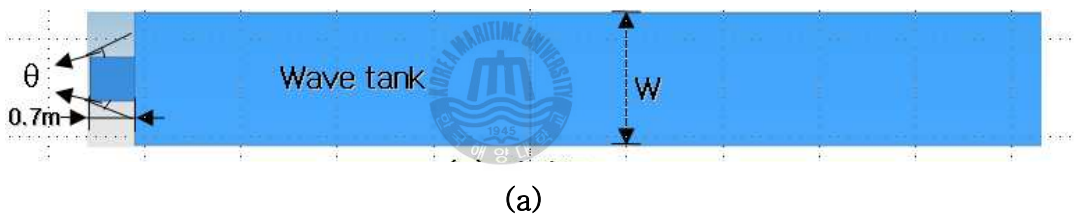


Fig.4.7 Plane view of Calculation domain for wave tank and turbine model

Table 4.1 Calculation case of Test A and Test B

| Test A | W | Θ | Turbine |
|------------|----|----------|-----------------|
| CFD | 1m | 7° | With out runner |
| Experiment | 1m | 7° | With runner |

| Test B | W | Θ | Turbine |
|--------|----|----------|-----------------|
| Case 1 | 2m | 0° | With out runner |
| Case 2 | 2m | 15° | With out runner |
| Case 3 | 2m | 30° | With out runner |
| Case 4 | 2m | 45° | With out runner |

4-3 결과 및 고찰

파랑과 터빈에 관한 해석결과중 하나인 Test1에서 실험에서 수행된 2개의 파고 결과와 전·후방 가이드노즐의 압력결과를 CFD와 비교해 보고자한다. Fig. 4.8에서는 실험과 동일한 지점의 파고와 압력의 결과의 위치를 나타내고 있다. Point 1, Point 2에서는 각각 파고의 측정지점을 Point 3, Point 4에서는 압력의 측정지점을 나타내었다.

그 결과를 각각 Fig. 4.9, Fig. 4.10, Fig. 4.11, Fig. 4.12와 같이 나타내었다. 파고와 압력의 분석에 있어서는 30초의 계산이 수행된 후 안정된 10초간의 데이터(5주기, 실험은 초당50개, CFD는 초당100개)의 결과를 나타내고 있다. 파고의 결과에서는 약 5%의 오차 압력에 있어서는 3%의 오차를 보인다. 전반적인 패턴은 거의 동일하며 약간의 오차를 보이는 것은 러너가 포함되지 않은 영향에 의한 결과로 보이며 향후 러너 포함시 보다 정확한 결과를 나타낼 것으로 예상된다. 그리고 실험과 CFD의 성능 분석에 있어서 수동력을 통하여 비교 분석하고자 한다. Fig. 13에 서와 같이 Point 1의 입구압력, Point 2의 출구압력과 Point 3의 후방가이드 노즐부의 수위변화를 통하여 성능 특성을 분석하였다. 각각 Point1과 Point2의 정압의 차로 계산된 평균차압수두 ΔH , 후방 가이드 노즐의 면적 A 와 상하방향 평균유속 $V_{ave.}$ 로 계산된 평균유속 $Q_{ave.}$ ($Q=AV_{ave.}$), 그리고 ΔH 와 $Q_{ave.}$ 에 의해 계산된 수동력 $P_{ave.}$ 의 그래프를 Fig. 14와 같이 나타내었다. 실험과 CFD의 비교로 평균수동력 의 경우 실험은 20.77W, CFD는 19.19W 로 출력의 처리를 보이고 있으며, 이러한 결과는 계산조건에서 러너가 포함되지 않은 영향에 의해 출력에서 차이를 나타낸다고 판단된다. Test2의 전방가이드 노즐 각도변화 계산에서도 Test1과 같이 성능 분석을 위하여 Fig.4.13의 Point 1의 입구압력, Point 2의 출구압력과 Point 3의 후방가이드 노즐부의 수위변화를 통하여 수동력을 통하여 성능 특성을 분석하였다. Fig.4.15는 Test2의 전방가이드 노즐 각도변화 계

산의 Case1 ~ Case4 각각의 수두차, 유량, 수동력의 결과를 나타내고 있다.

Case 2(각도15°)의 경우 Case 4(각도45°)경우보다 4.62W(Case 2 : 26.56W, Case 4: 21.94W) 높다. 이것은 초당 평균 수동력이며, 본 형상의 경우 전방가이드 노즐은 15° 내외의 각도에서 최댓값을 가지게 된다. 전방가이드 노즐 각도변화를 통하여 15°에서 다른 케이스 보다 최고 4.62W 향상됨으로서 본 형상에서는 15°전후의 전방가이드 노즐각도가 최적 설계값임을 알 수 있었다.

Test1의 실험과 CFD의 비교 분석으로 파력발생장치의 흐름의 가시화를 위하여 실험에서 수행된 PIV(Particle Image Velocimetry)와 CFD의 시계열 속도벡터의 비교를 하였다. Fig. 4.15 실험에서 수행된 PIV와 CFD의 2초간의 비교 분석된 결과로 0.4초 간격의 실험과 CFD의 속도벡터를 나타내고 있다. 여기서 주요 포인트는 왕복 운동하는 파랑을 통하여 매 시간간격마다 발생하는 주 흐름과 와의 위치이다. 실험에서 수행된 PIV와 CFD는 동일한 패턴의 흐름을 통하여 흐름을 알 수 있다. 이것은 차후 터빈을 포함한 수치해석 수행과 실험 해역 크기의 터빈 계산 시 그 흐름을 예측하는데 많은 도움을 줄 것으로 판단된다. 또한 CFD를 통하여 벡터 분포를 예측 가능하다고 판단되므로 차후 각기 다른 실험 해역 조건의 수치해석을 통하여 노즐의 각도 또는 터빈의 각도를 변경함으로써 성능의 향상에 많은 역할을 할 것으로 예상된다. 위의 PIV와 CFD의 가시화를 위하여 비교분석 시계열에 따른 동영상을 첨부CD(동영상6, 7-1, 7-2)에 첨부하였다. 또한 Fig. 4.16과, Fig. 4.17 전자는 수조와 유수실부 전체의 속도벡터, 후자는 주 흐름방향인 x방향 속도벡터 시계열 데이터의 일부분의 사진이다. Fig. 4.16, Fig. 4.17은 첨부CD(동영상13, 14)에 시계열 영상을 첨부하였다.

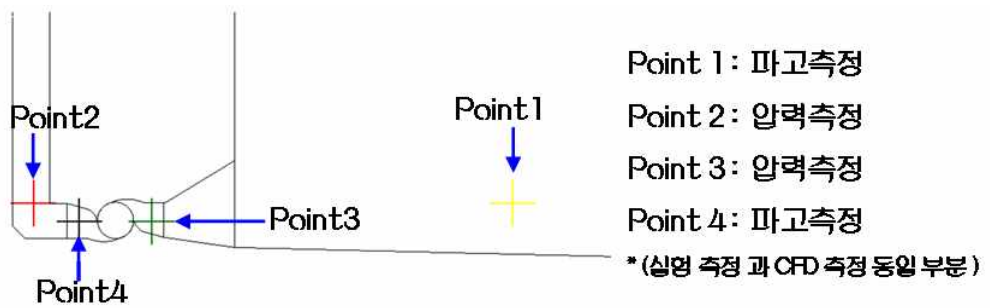


Fig.4.8 Performance analysis locations in the wave power generation system

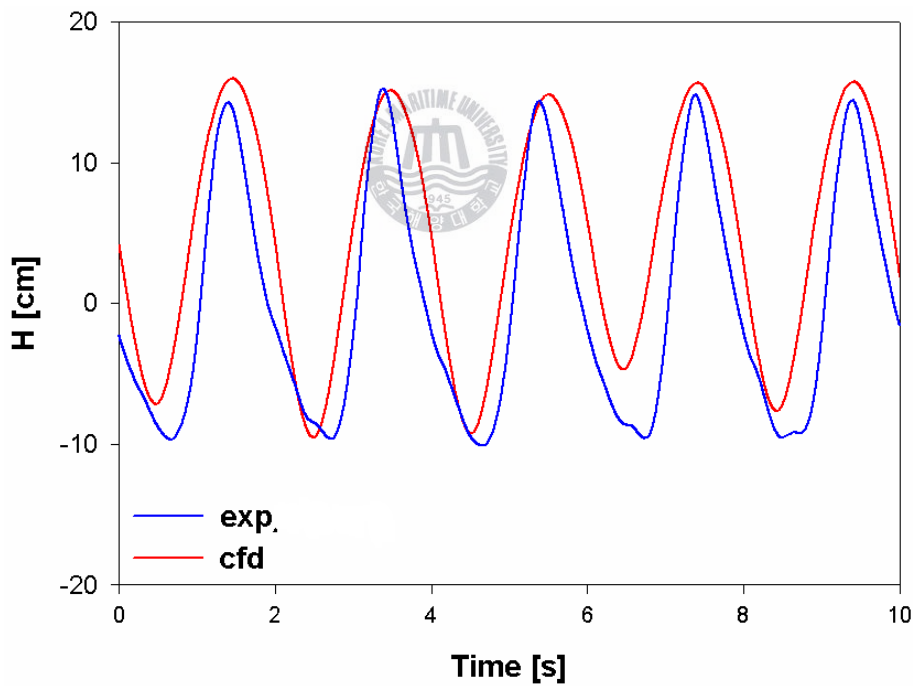


Fig.4.9 Wave characteristics at point 1

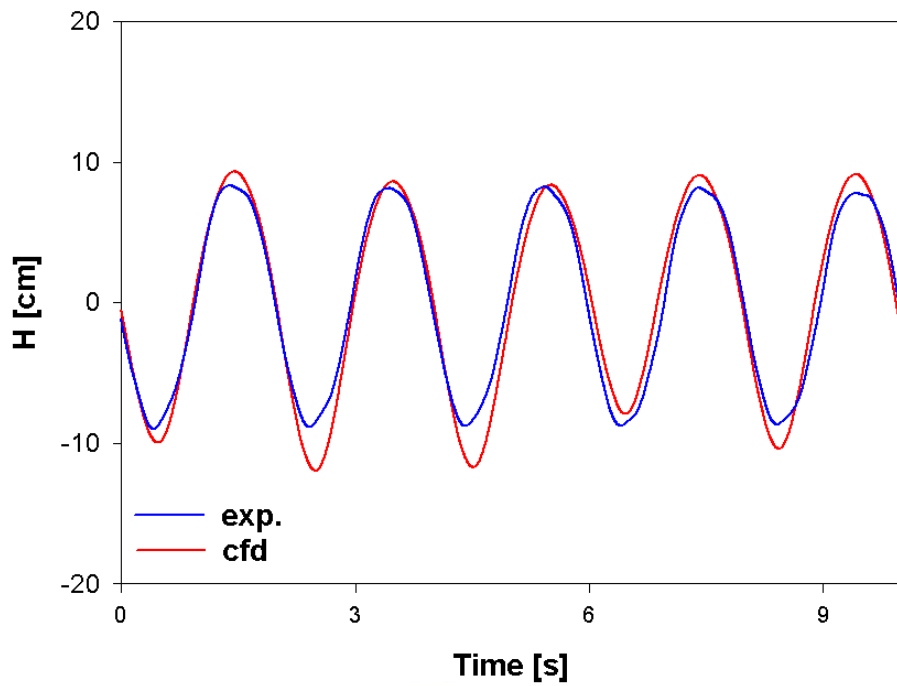


Fig.4.10 Wave characteristics at point 2

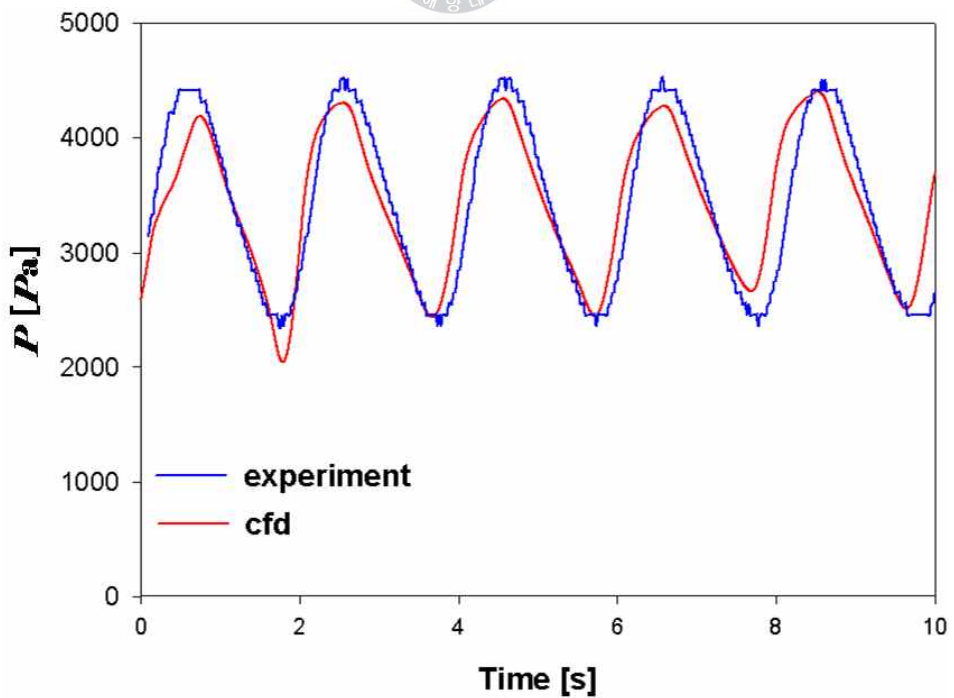


Fig.4.11 Wave characteristics at point 3

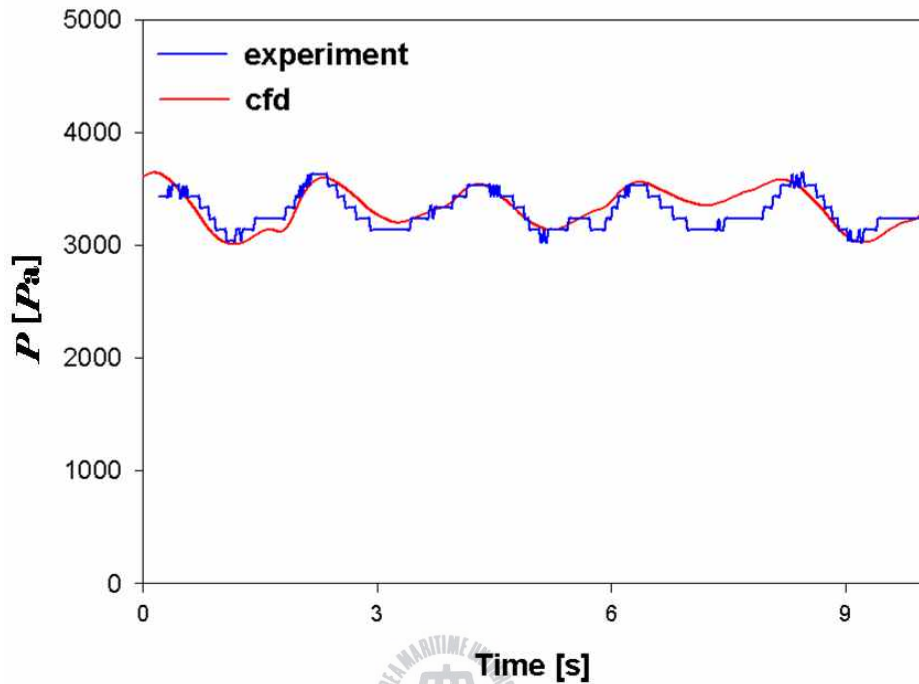


Fig.4.12 Wave characteristics at point 4

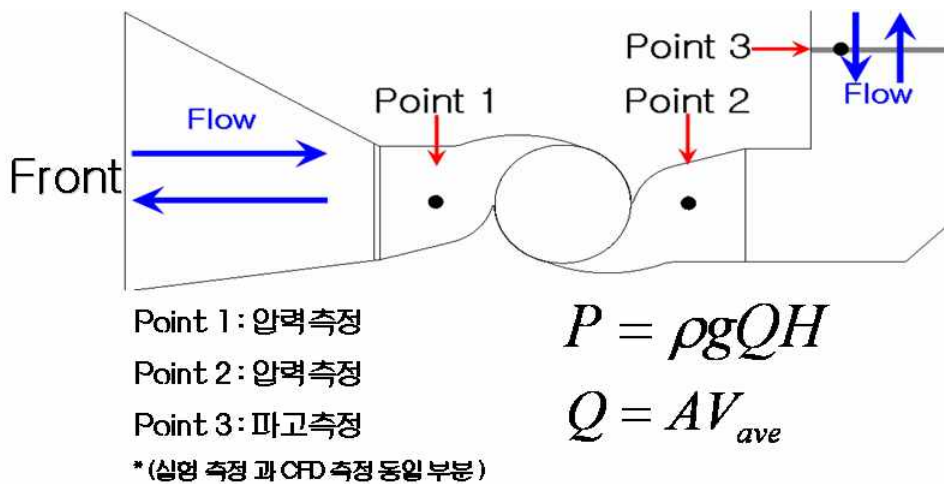


Fig.4.13 Analysis point and operating mechanism of a direct drive turbine model for wave power converter

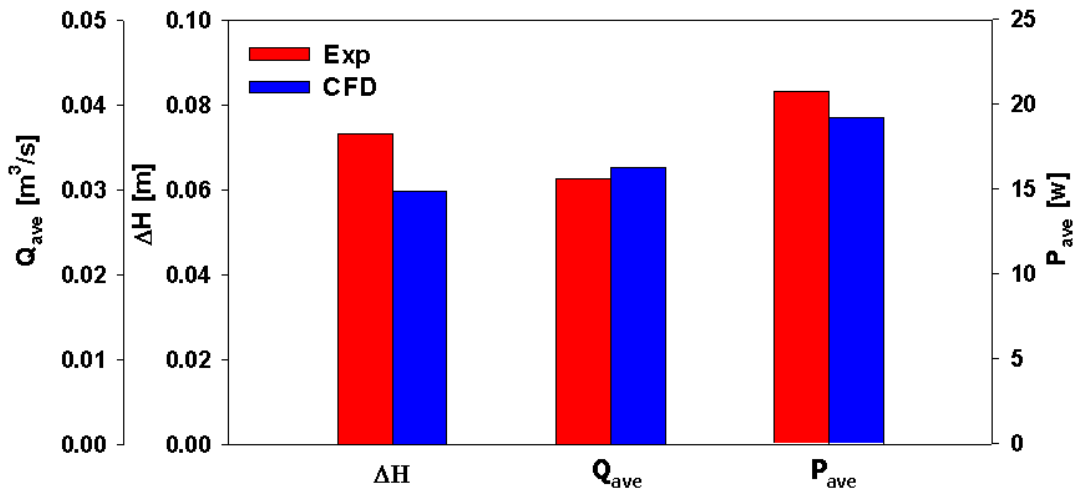


Fig.4.14 Comparison of the experimental and CFD results.

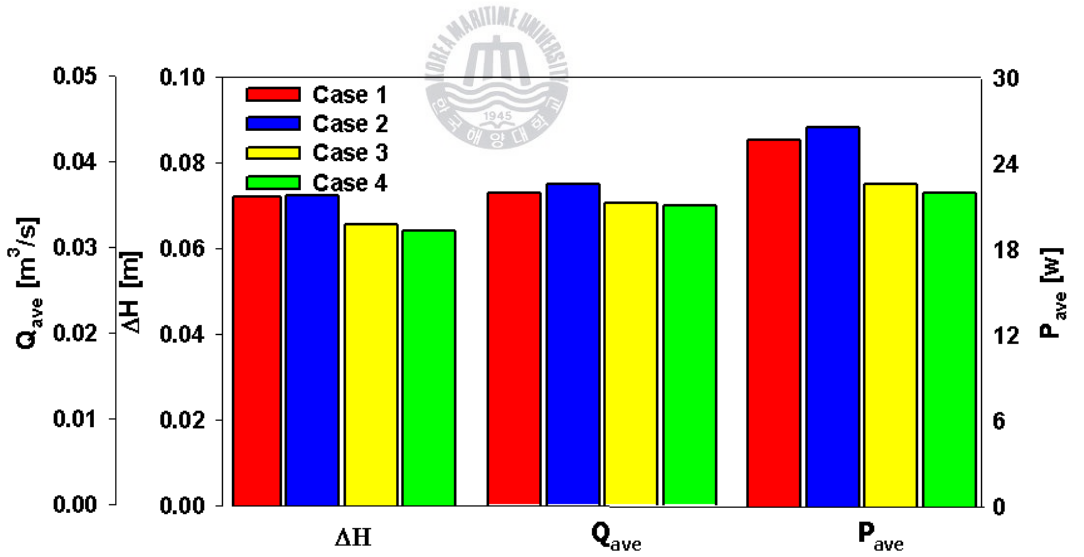
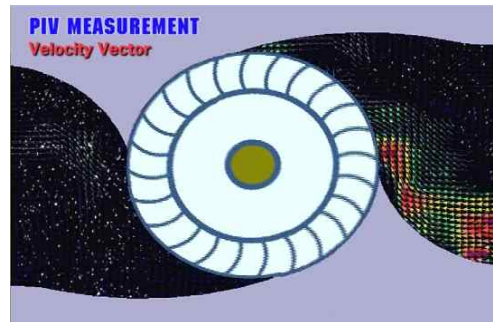
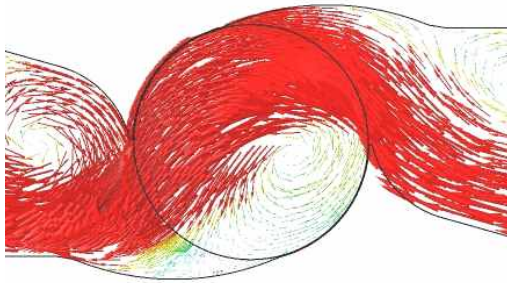
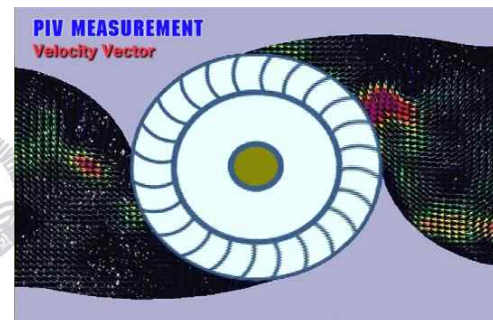
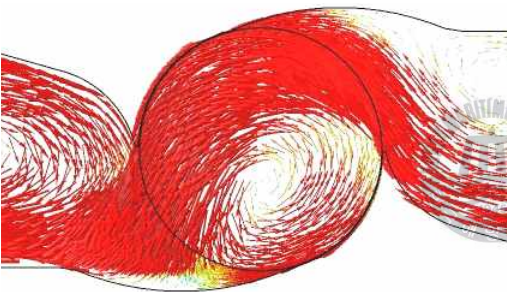


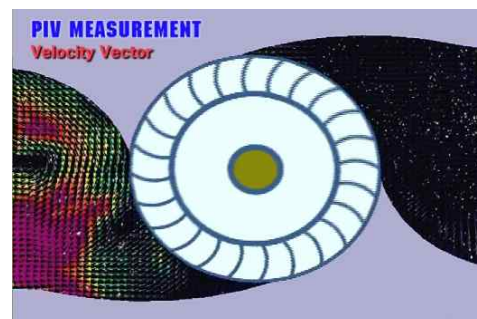
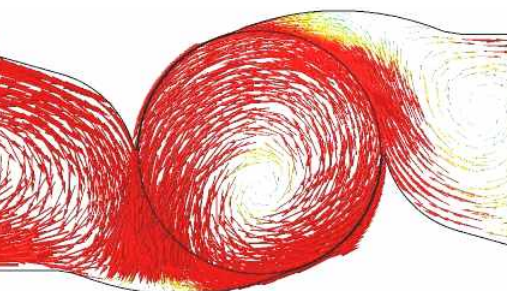
Fig.4.15 Comparison by front guide nozzle angle.



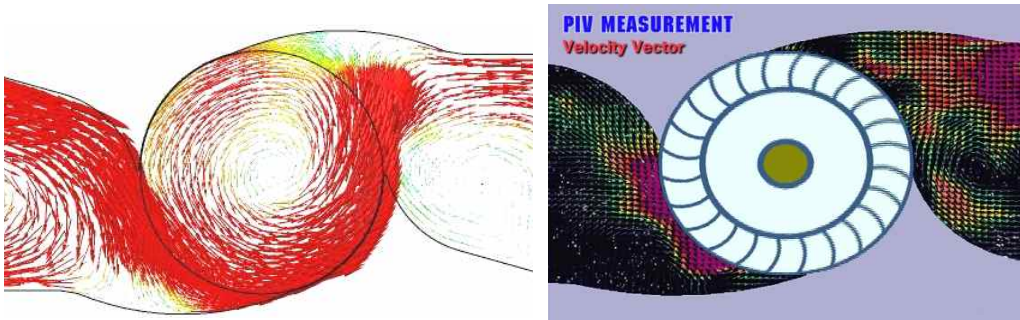
(a) 0s



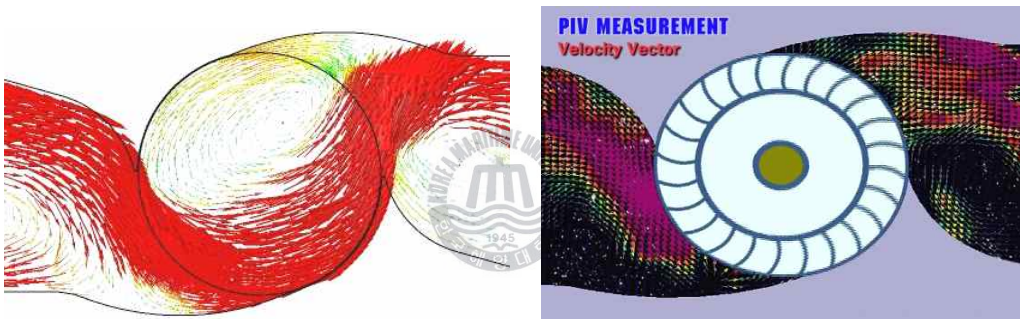
(b) 0.4s



(c) 0.8s



(d) 1.2s



(e) 1.6s

Fig.4.15 Comparison of the PIV and CFD analysis of vectors at 0.4 second intervals . (See animation 6, 7)

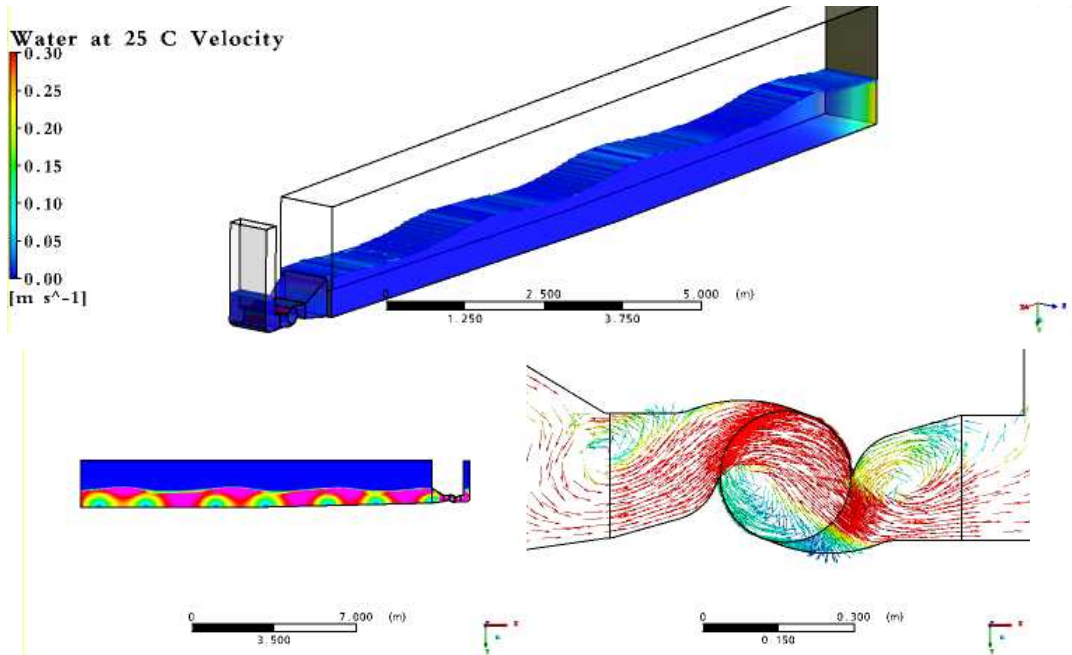


Fig.4.16 Volume of fraction and velocity vector in wave power generation. (See animation 8)

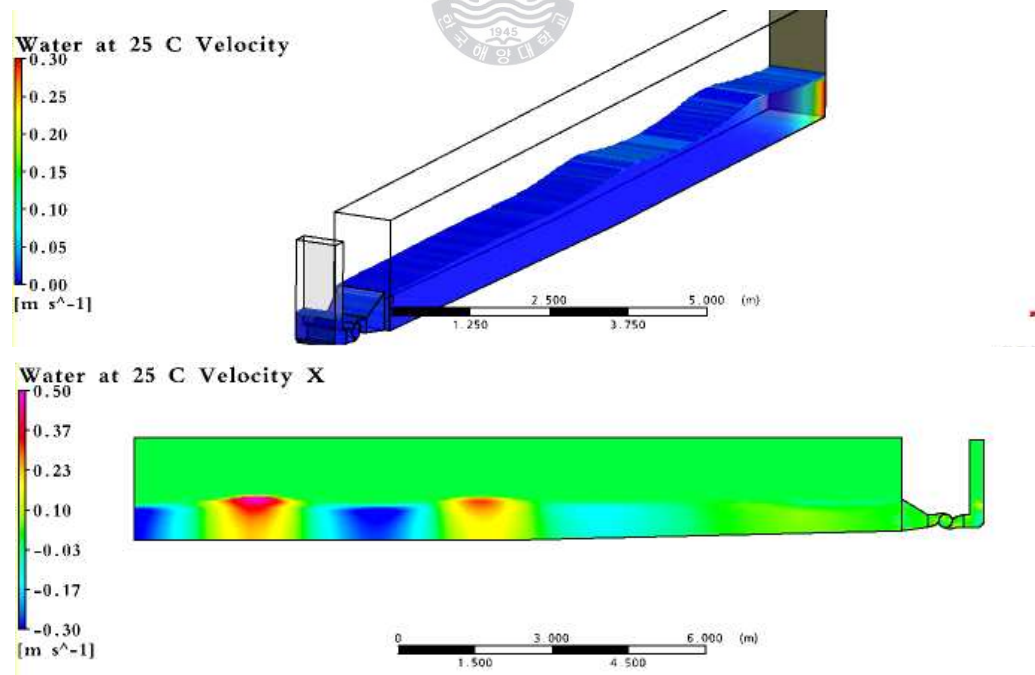


Fig.4.17 Volume of fraction and x axis velocity distribution in wave power generation. (See animation 9)

제 5 장 Savonius터빈을 이용한 파력발전 CFD 수치해석

본 연구에서는 사보니우스형 터빈을 이용한 파력발전시스템^[18, 19]의 실 해역 설치를 위한 연구^[20](제주도 동방파제 유수실형 파력발전시스템: 관동대학교, 한국해양대학교, 대림산업)의 일환으로 파력발전을 위한 주요조건인 회전 터빈의 원활한 회전 성능과 발전효율을 검토하기 위해 수치해석을 수행하였다. 그리고 터빈의 크기와 위치를 결정하기 3가지 해석이 수행되었다. 또한 연구는 선연구로 수행된 2D 횡류수차 수치해석과 파동수조 수치해석을 바탕으로 해석이 수행되었다.

Fig. 5.1과 같이 제주외항은 1,425m의 서방파제와 390m의 동방파제가 외곽시설로 외부로부터의 파랑을 차단해주고 있다. 동방파제 390m 중 두부구간 이후에 46.5m 구간에 커튼월형식의 방파제를 응용한 유수실형 파력발전시설을 설치할 예정이다.



Fig. 5.1 The plan view of Jeju Islands outer port

5-1 형상모델링 및 계산격자

본 연구에서는 Fig. 5.2는 파력발생장치의 횡단면도 및 작동원리를 나타낸다. 파랑의 왕복운동을 통하여 유·출입이 이루어지며 유수실부분이 탱크의 역할을 하면서 수위가 상하로 움직이므로, 터빈은 단일방향 회전을 하게 된다. 파력발생장치는 Fig. 5.3조감도와 Fig. 5.4의 정면도와 같다. 수치해석은 두개의 그림과 같이 제주도 외항 동방파제의 실제 파력발전시설과 동일하게 모델링하였다. 해석은 실제 설치와 실험을 하기 위한 방안으로 터빈의 크기와 위치를 선정하기 위하여 현재 2가지 경우가 수행되었다. Case1 유수실부 내의 흐름과 터빈의 위치를 선정하기 위하여 Fig 5.5의 (a)와 같이 수조의 길이 100m, 높이 30m, 폭 31.5m과 같이 터빈을 제외한 파랑수조와 유수실의 계산이 수행되었다. Case2의 계산은 Case1 계산에서 1차적으로 선정된 터빈의 위치에서 와 중심 방향으로 이동하였으며 터빈의 지름을 3m로 계산을 수행하였다. 또한 차후 2차원수조 축소모델 실험과의 비교 분석을 위하여 유수실의 폭과 동일한 3.15m로 계산을 수행하였다. 그리고 Case1에서 선정된 터빈의 위치와 Case2에서 검토된 성능을 바탕으로 성능 향상을 위하여 Case3과 같이 블레이드의 수를 5것으로 늘리고 블레이드의 각도를 45도로 변형하였다. Case2와 Case3의 블레이드 형상을 Fig. 5.6과 같이 나타내었다.

계산 격자를 생성하기 위해 초기 모델링 작업은 3차원 캐드 모델링 툴인 Unigraphics NX3을 사용하였다.

본 연구에서는 격자를 생성하는 과정에서 복잡한 형상에 대하여 상당히 우수한 3차원 격자를 생성할 수 있는 ICEM CFD 11.1의 Haxa 모듈을 이용하였다. 해석결과의 정확도를 고려하여 조파판과 파력발생장치 주위의 격자를 집중 생성하였다. 또한 다양한 유동장에 대하여 일반적으로 많이 사용되는 난류모델의 한 종류인 k- ϵ 모델에 적합하도록 구성하였다.

해석에 사용된 전체 도메인의 격자수 Case1의 경우 Fig. 5.7의 (a)와 같이 구성되었으며 터빈이 위치할 부분을 고려하여 원통형을 형성하여 Interface 조건을 주었다 . 격자수는 파랑수조 1.8×10^6 노드, 유수실의 부분은 5.2×10^5 노드, 터빈이 위치할 원통형은 8.8×10^5 으로 총 노드는 3.1×10^6 노드의 격자로 구성되어 있다. 그리고 Case2는 파동수조부 6.4×10^5 노드, 유수실부 5.2×10^5 노드, 터빈부 8.8×10^5 노드의 격자로 총 격자는 2.0×10^6 노드의 격자를 형성하여 수치해석 하였다. 또한, Case3는 파동수조부와 유수실부는 Case2와 동일한 격자를 사용하였으며, 터빈부는 1.5×10^6 의 격자로 구성되었다.

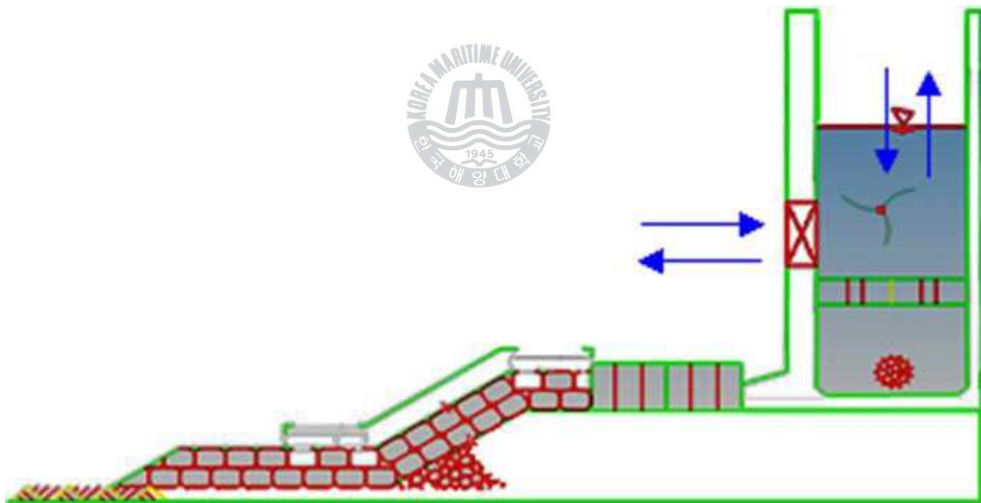


Fig. 5.2 2D modelling of driving principle of the savonius rotor



Fig. 5.3 The diagram of curtain wall type breakwater which includes wave energy converting system (bird's-eye-view).

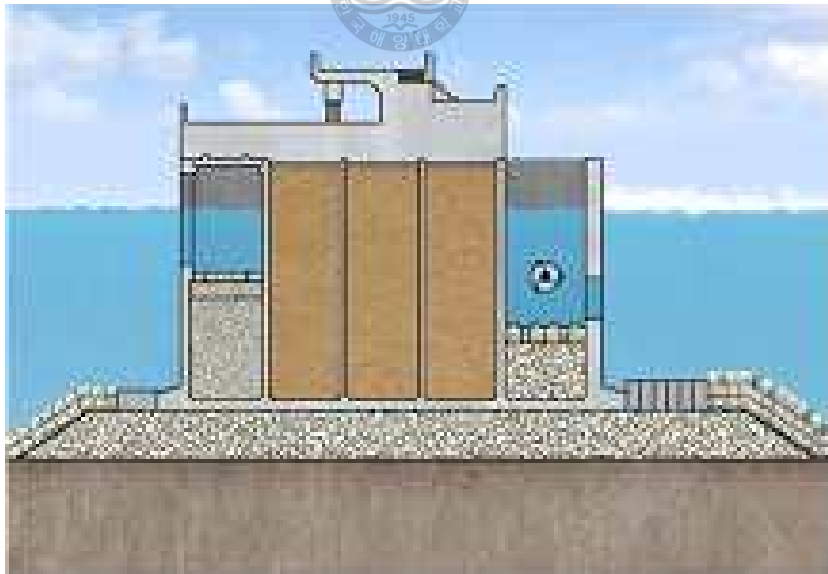
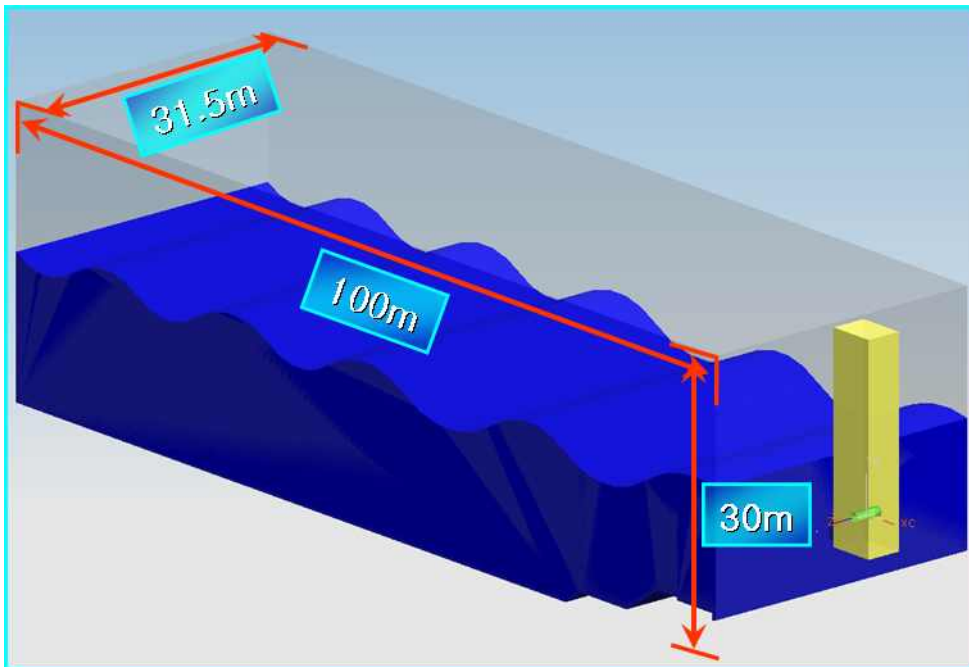
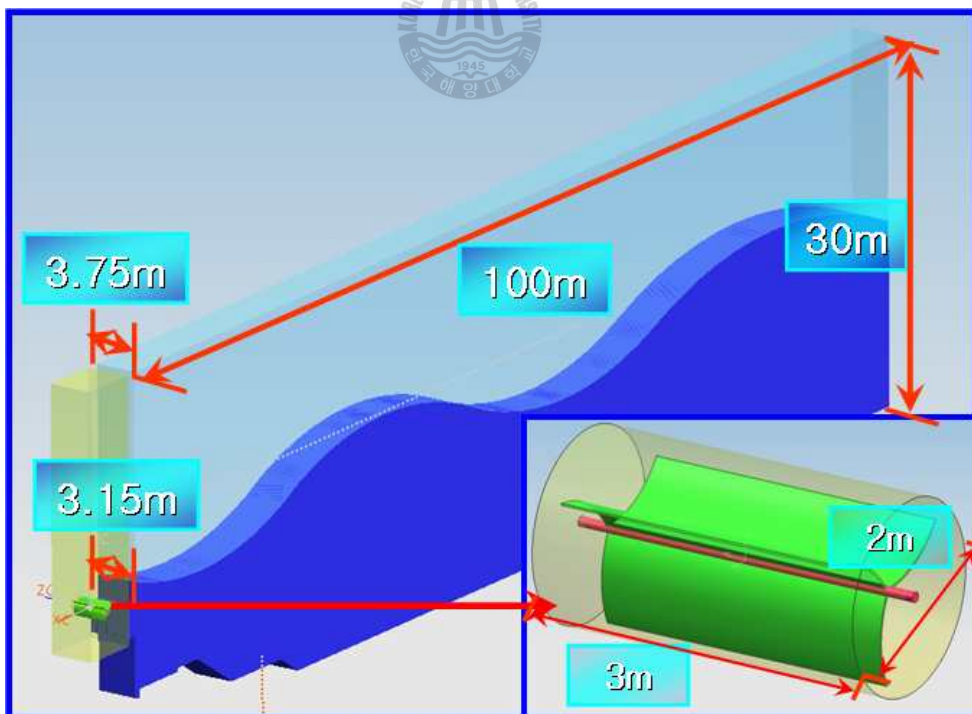


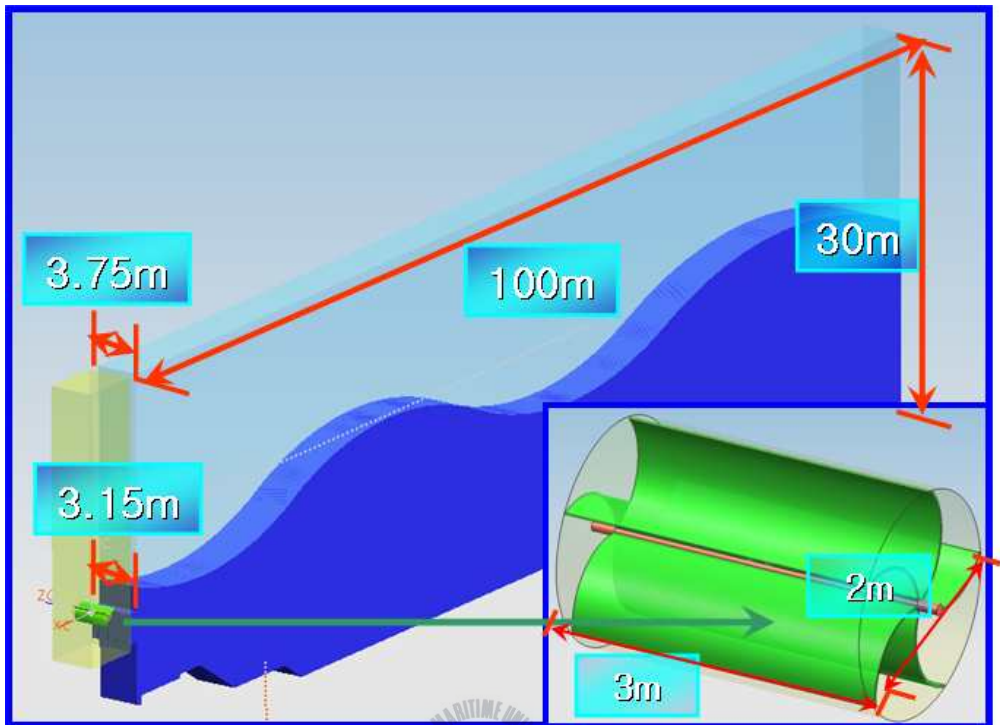
Fig. 5.4 The diagram of curtain wall type breakwater which includes wave energy converting system (side-view).



(a) Case 1



(b) Case 2



(c) Case 3

Fig. 5.5 Three modelling cases for wave power generation system

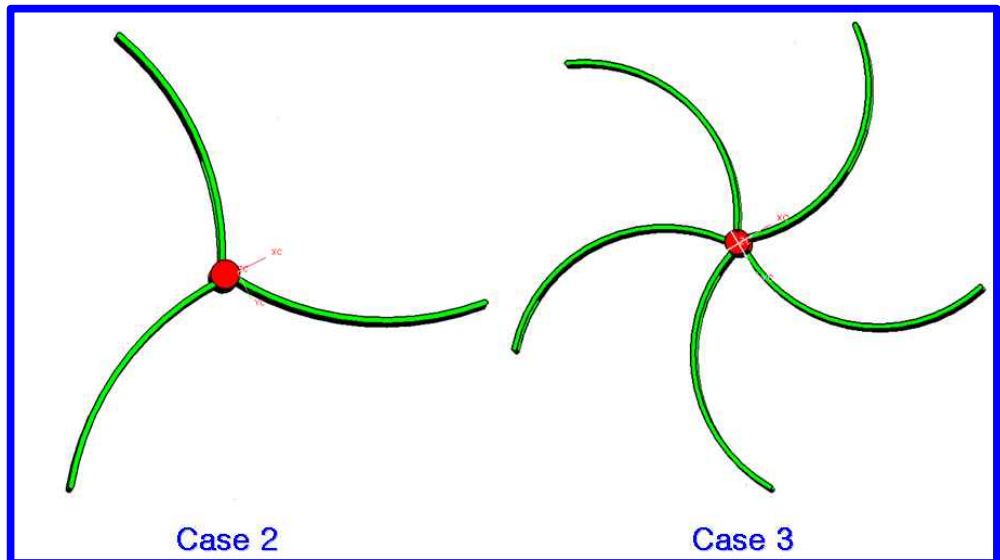
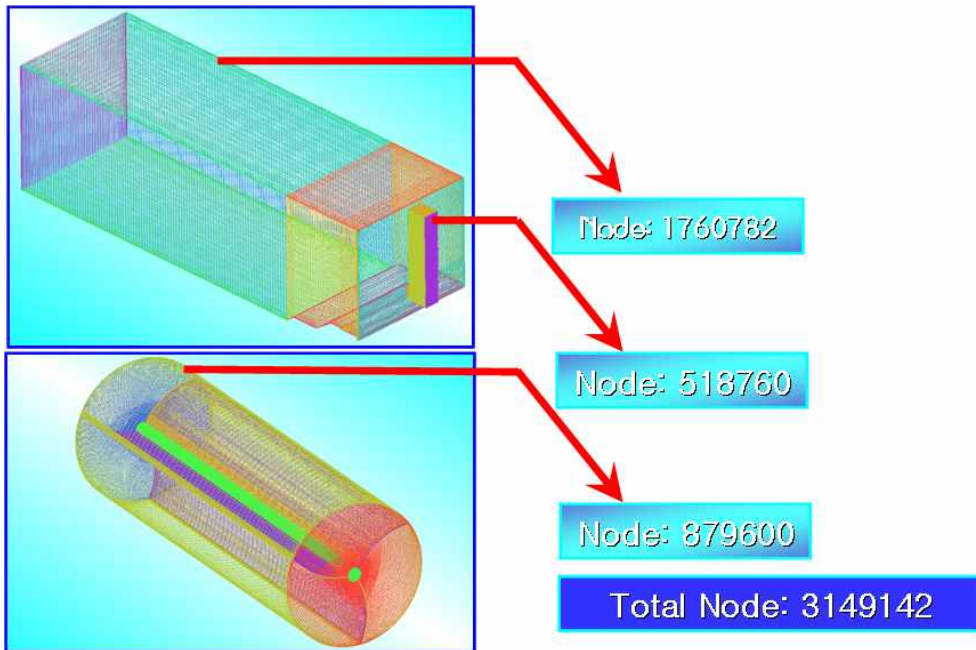
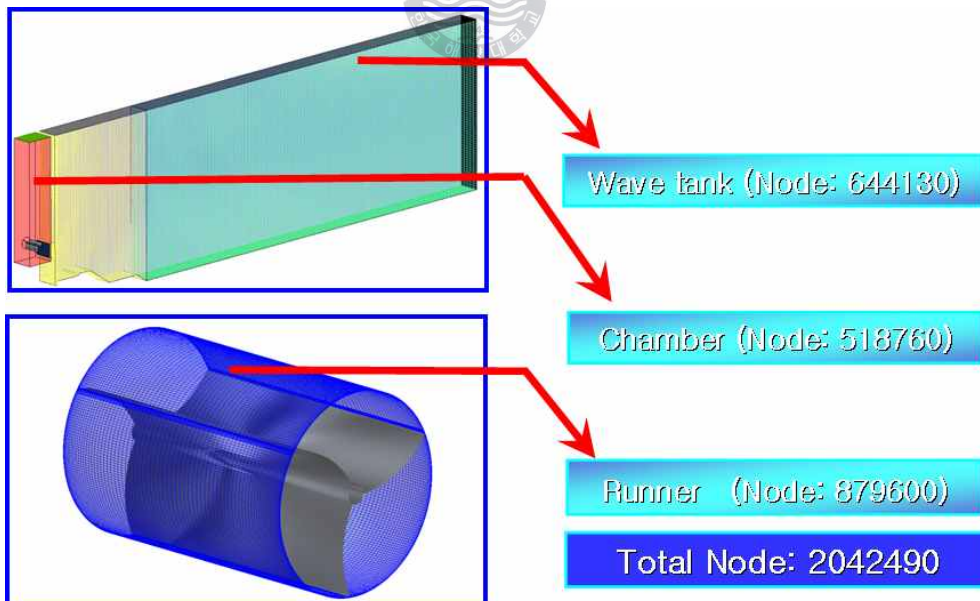


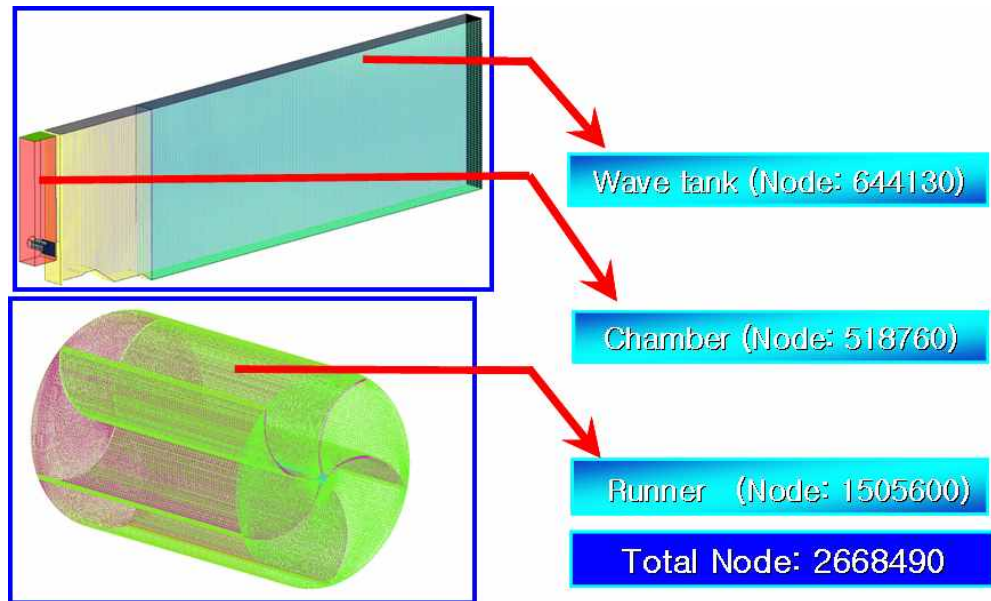
Fig. 5.6 Savonius rotor blade model for the 2 CFD case.



(a) Case 1



(b) Case 2



(c) Case 3

Fig. 5.7 Meshing for the three case wave power generation system



5-2 경계조건 및 계산조건

본 연구에서는 Case1, Case2와 Case3은 러너의 유·무 이외에 모두 동일한 조건을 부여하였다. 실제의 수리현상과 수치해석 모델이 완전히 동일하기는 실질적으로 불가능하다. 따라서 대표적 파랑조건인 주기6.5초, 파고 1.5m 정상파로 해석되었다. 그리고 수위는 실험 해역에서 조사된 15m과 16.15m의 수위중 Case1은 15m의 수위를 Case2와 Case3는 16.15m의 수위를 가진다. 초기조건으로 전체에 대기압의 조건을 부여하였으며, 전체적으로 중력조건을 고려하였다. Fig. 5.8은 전체적인 경계조건에 대하여 나타내고 있다. 상부는 대기방출 조건을 사용하였으며, 각각 Case1은 15m, Case2, Case3은 16.15m의 부분에 물과 공기의 자유표면을 가진다. 실험과 동일조건으로 뒷부분의 조파판이 앞뒤로 주기에 따라 운동함으로서 조파를 발생시키는 무빙조건을 부여하였으며, 물과 공기의 온도는 실험과 동일은 25°C의 조건을 여하였다. 또한 25°C 의물의 표면장력을 고려하였다. 또한 Case2, Case3의 경우 성능을 미리 예상 할 수 없으므로 일정시간의 유체의 흐름을 안정화한 계산을 수행 후 적정 회전수를 찾기 위하여 0rpm 부터 5rpm 간격으로 회전수를 증가시키며 계산을 진행하였다. 회전수를 0rpm으로 설정 후 계산의 수렴성에 따라 회전수를 증가시키는 방법을 통하여 계산시간을 1/5로 단축 의 효과를 가져 올 수 있었다.

각각의 계산은 CPU(Core2 Quad 6600: Node=48), Memory (12×4GB)의 컴퓨터를 이용하여 각 Case 별로 15일간 비정상계산을 수행하였다. 계산은 유체의 기본방정식인 Navier -Stokes 방정식을 수치적으로 해석하는 상용코드인 ANSYS CFX Ver. 11.01이 사용 되었다.

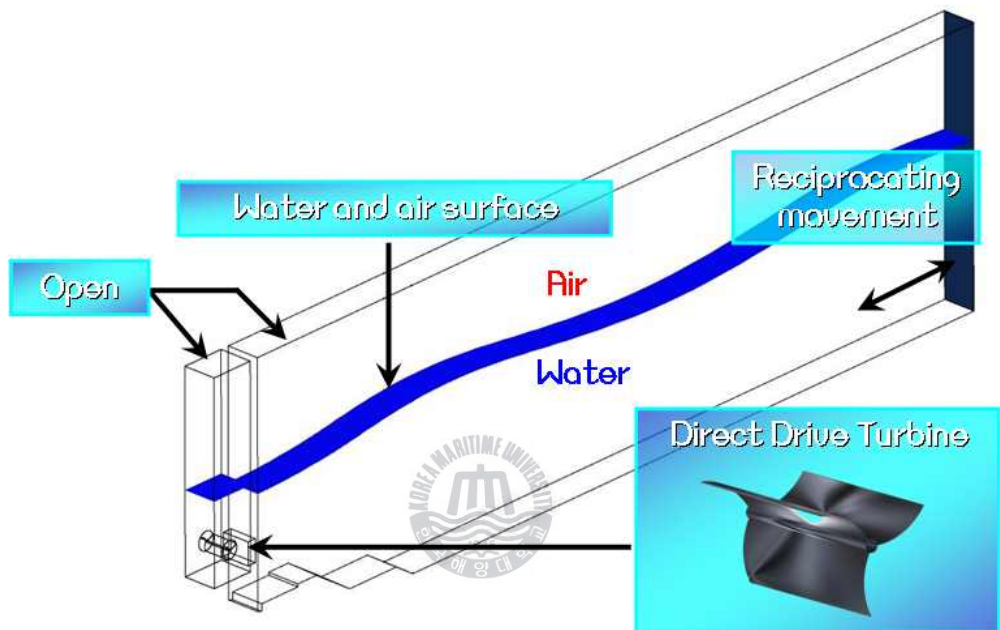


Fig. 5.8 Boundary conditions for the CFD analysis (Case 1, 2 and 3)

5-3 결과 및 고찰

본 연구에서 1차적으로 수행된 Case1의 시계열 에 따른 속도벡터의 결과를 Fig. 5.8과 같이 나타내었다. 파력발생장치에서 성능에 가장 중요한 영향을 미치는 요인은 유속과 유량이다. Case1에서는 터빈의 위치를 선정하기 위하여 가장 유속이 빠른 지점과 유속의 중심부를 찾는대 그 목적이 있다. Fig. 5.9은 0.8초간격의 속도벡터의 사진이다. 속도벡터는 0m/s에서 3m/s까지 나타나 있으며 가장 주의하여 볼 점은 Fig. 5.9(c, e, f)의 부분이다. 특히 Fig. 5.8(e)의 사진을 고려해 볼 때 현재 중앙에 위치할 터빈의 위치가 +로 표시된 Center 지역으로 이동함으로써 최적성능이 될 것으로 예상된다. 또한 현재의 15m의 수위로 터빈을 포함한 계산을 할 경우 유수실내 에서는 5.9m의 상하로 수위가 조절되게 된다. Fig. 5.9(h)에서 볼 수 있듯이 수위가 최하점에 도달할 때 현재의 수위로 터빈이 공기의 영역에 노출될 것이다. 이것은 성능의 저하를 일으킬 것으로 판단되며 차후 터빈의 설치 시 유수실의 수위를 현재보다 높게 조절해야 할 것이다. Fig. 5.8의 가시화 위하여 첨부CD(동영상15)에 시계열 영상을 첨부하였다.

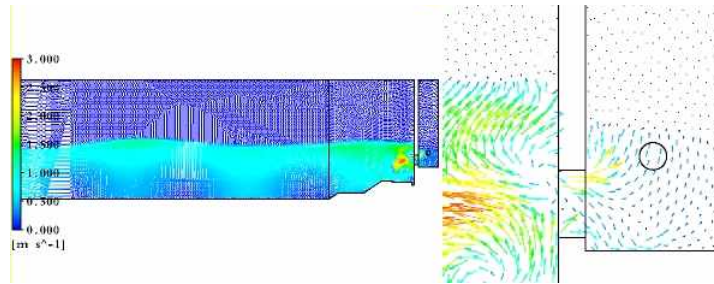
본 연구의 두 번째 수치해석으로 Case1에서 검증된 터빈의 중심부와 유수실 내의 영향을 고려하여 Case2를 수치해석 하였다. Table 5.1은 계산된 결과를 수치적으로 나타내고 있다. 주기 6.5s, 파고 1.5m, 수위16.15m로 계산된 Case2는 2.72N·m의 평균토크와 7.21kW의 출력의 성능이 나타난다. 전력생산량은 시간당으로 환산 시 약26MW×h의 전력을 발생시킨다.

$$P_{Wave} = \frac{1}{16} \rho g H_I^2 \left[1 + \frac{\frac{4\pi d}{L}}{\sinh(\frac{4\pi d}{L})} \right] \quad (5.1)$$

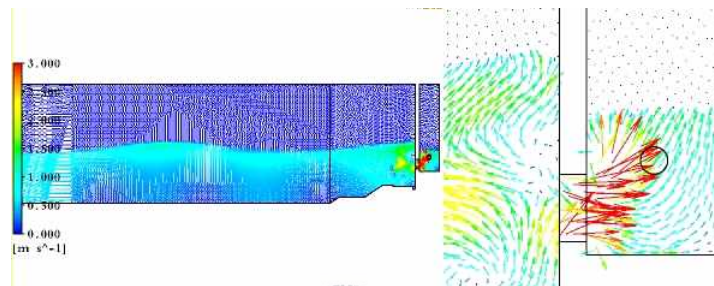
$$\eta_T = \frac{P_{Tave}}{P_{Wave}} \quad (5.2)$$

수식 5.1에 의하여 파랑에 의한 출력은 48.14kW 따라서 수식 5.2에 의하여 터빈 효율은 현재 14.8%의 효율을 보인다.

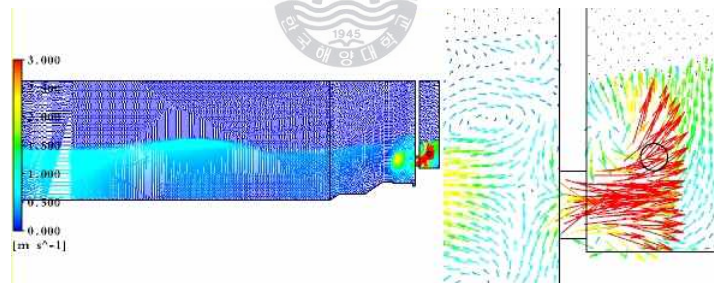
그러나 Fig. 5.10의 시계열 토크 변화의 결과에서 알 수 있듯이 현재의 토크는 일정부분 이하의 토크의 감소부분이 발생함으로 최적의 형상이 아닌 것으로 판별된다. 그 원인은 Fig. 5.11의 그림을 통하여 알 수 있다. Fig. 5.11은 각각(a) 토크 최고점에서의 사진, (b) 토크 0점에서의 사진, (c) 토크 최하점에서의 사진을 나타내고 있다. 여기서 주의할 점은 (b), 와(c)의 사진이다. (b)는 유수실 안으로 유입되는 유량과 동시에 유수실 입구 상단 부분의 터빈이 장애물 역할을 함과 동시에 유수실 밖으로 유출되는 유체와 서로 반대방향의 유체가 만나 서로 상충작용을 일으켜 토크의 저하를 가져오는 것을 알 수 있다. 또한(c)의 경우 유속이 로터 블레이드가 3개 인 관계로 블레이드 면에 직접적으로 전달이 되지 않으므로 성능의 저하를 일으키는 것을 알 수 있다. 그러므로 효율의 성능 향상을 위하여 Case3에서는 5개의 블레이드로 개수를 증가하여 계산을 수행하였다. 그 결과 Case3는 5.58N·m의 평균토크와 10.33kW의 출력의 성능이 나타난다. 또한 Case2와 동일한 방법을 통하여 계산된 효율은 21.46%로 Case2의 14.8%보다 약 7%증가하였다. Fig. 5.12은 물과 공기의 경계면을 나타내고 있는 대표적 사진이며, Fig. 5.13는 Case2, Fig. 5.14는 Case3의 대표적인 터빈의 속도벡터를 나타낸 사진이다. 각각 가시화를 위하여 첨부 동영상 CD(15, 16)에 동영상을 첨부하였다.



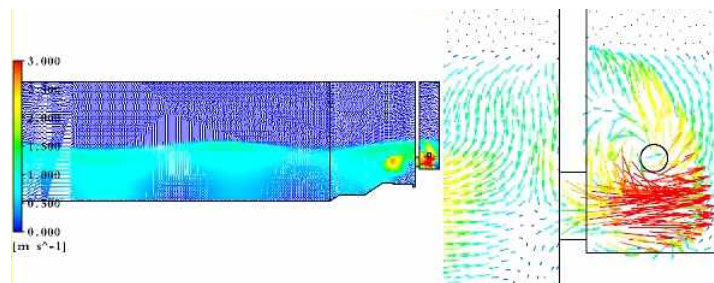
(a) 0s



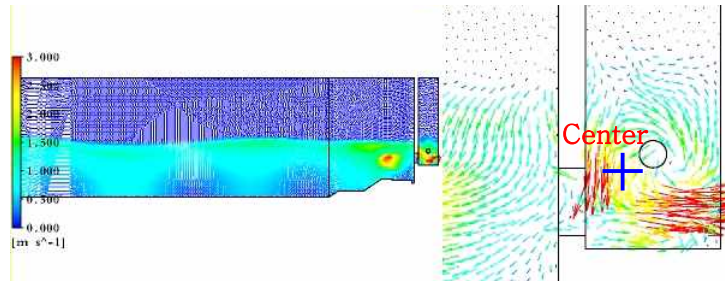
(b) 0.8s



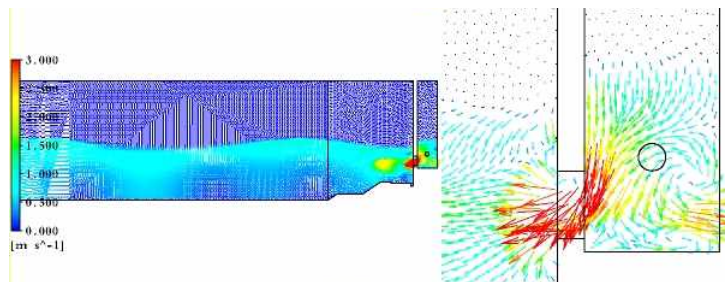
(c) 1.6s



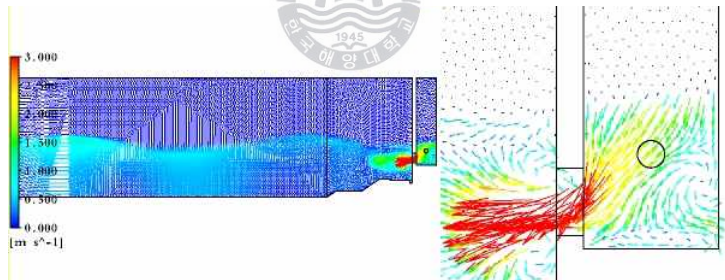
(d) 2.4s



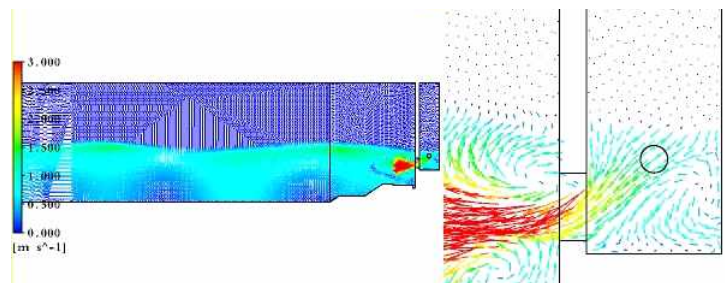
(e) 3.2s



(f) 4.0s



(g) 4.8s



(h) 5.6s

Fig. 5.9 Comparison of CFD analysis of vectors at 0.8 second intervals .

(See animation 10)

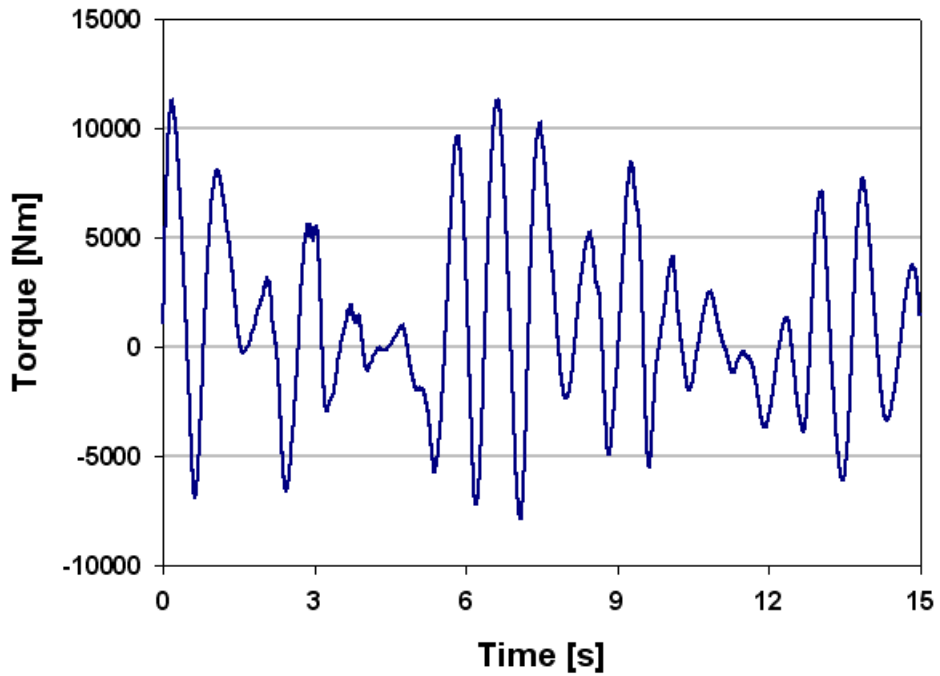
Table 5.1 Performance analysis of the savonius rotor

| | |
|-----------------------------|-------|
| Period (s) | 6.50 |
| Wave Hight (m) | 1.50 |
| Water Level (m) | 16.15 |
| Revolutions per Minute(rpm) | 20 |
| Average Torque (N·m) | 2.72 |
| $P_{Tave.}$ (kW) | 7.21 |
| $P_{Wave.}$ (kW) | 48.14 |
| Turbine Efficiency(%) | 14.80 |

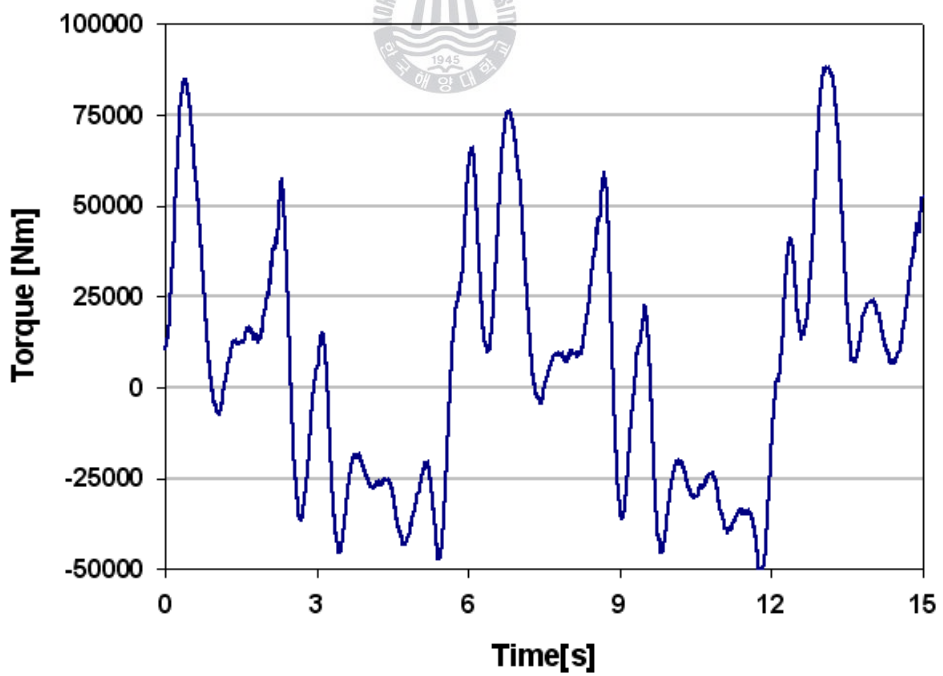
(a) Case 2 Performance analysis for 3 blade savonius rotor

| | |
|-----------------------------|-------|
| Period (s) | 6.50 |
| Wave Hight (m) | 1.50 |
| Water Level (m) | 16.15 |
| Revolutions per Minute(rpm) | 15 |
| Average Torque (N·m) | 6.58 |
| $P_{Tave.}$ (kW) | 10.33 |
| $P_{Wave.}$ (kW) | 48.14 |
| Turbine Efficiency(%) | 21.46 |

(b) Case 3 Performance analysis for 5 blade savonius rotor

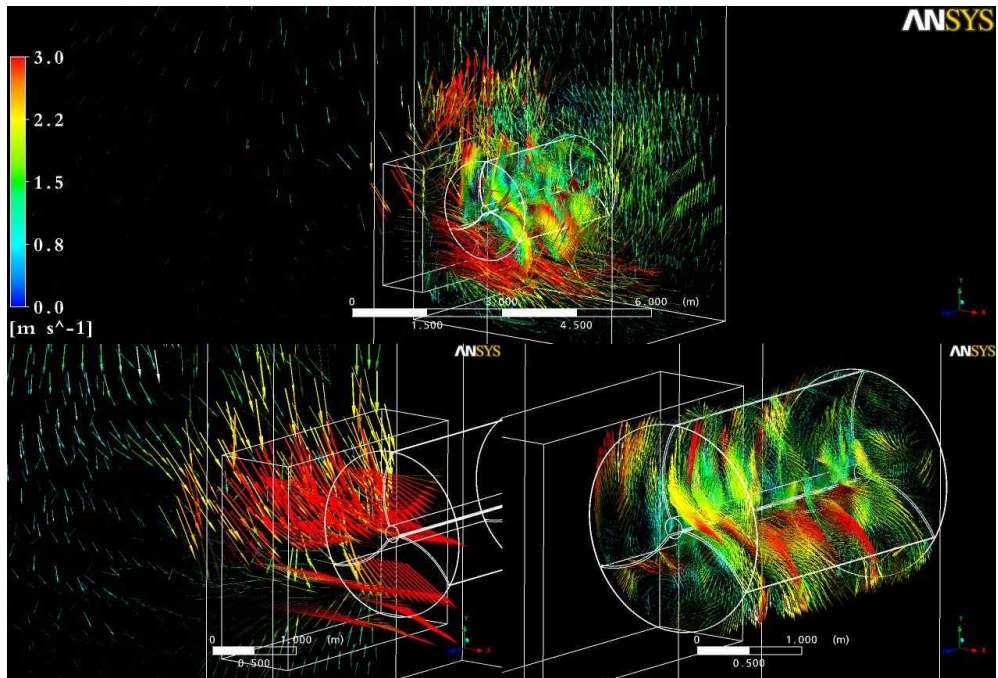


(a) Case 2 Torque graph against time

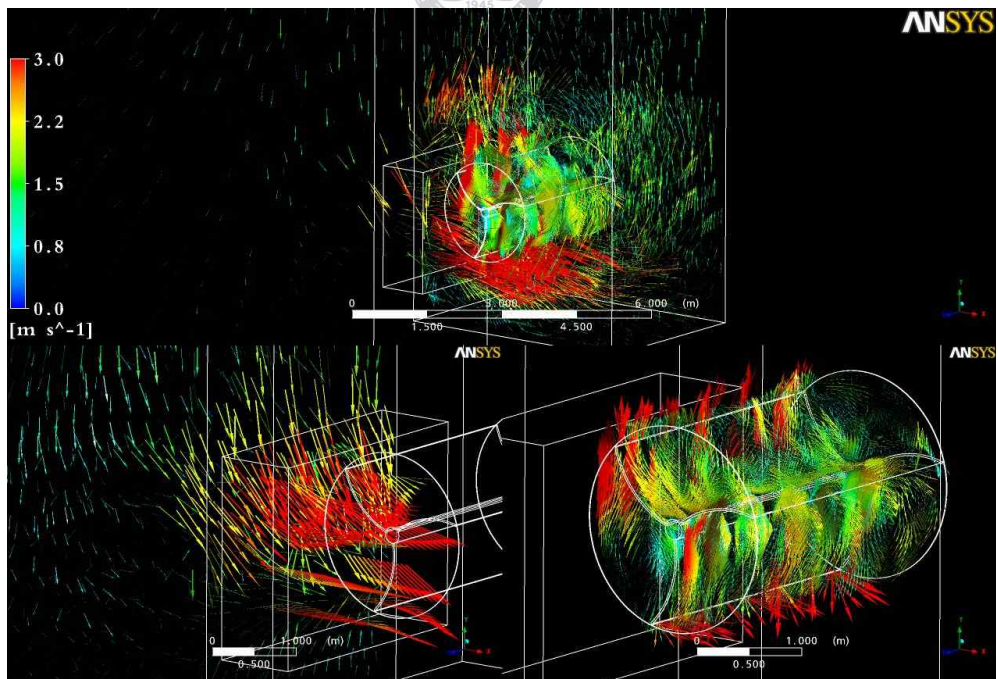


(b) Case 3 Torque graph against time

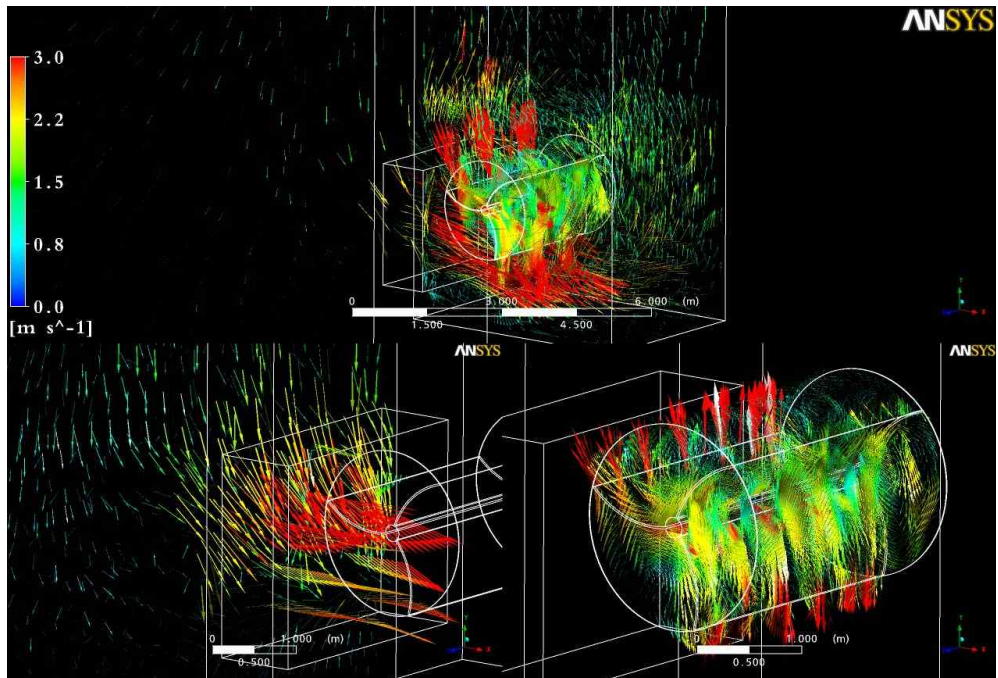
Fig.5.10 Savonius rotor torque rate for 15 seconds



(a) Highest vector torque of the savonius rotor



(b) Zero vector torque of the savonius rotor



(c) Lowest vector torque of the savonius rotor

Fig. 5.11 Vector torques of savonius rotor at respective points

(See animation 11)

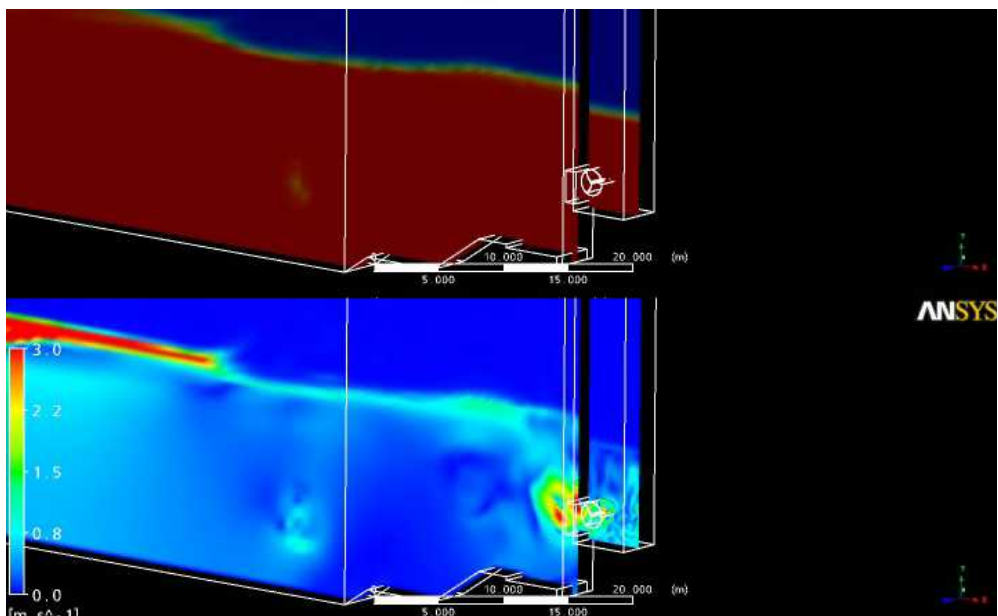


Fig. 5.12 Volume of fraction and vector velocity distribution respectively

(See animation 12)

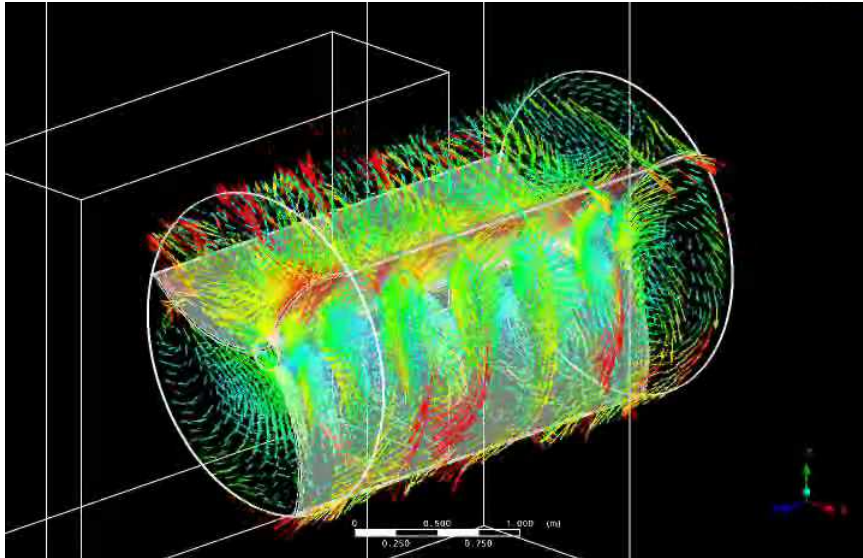


Fig. 5.13 Vector velocity of 3 blade savonius rotor (See animation 13)

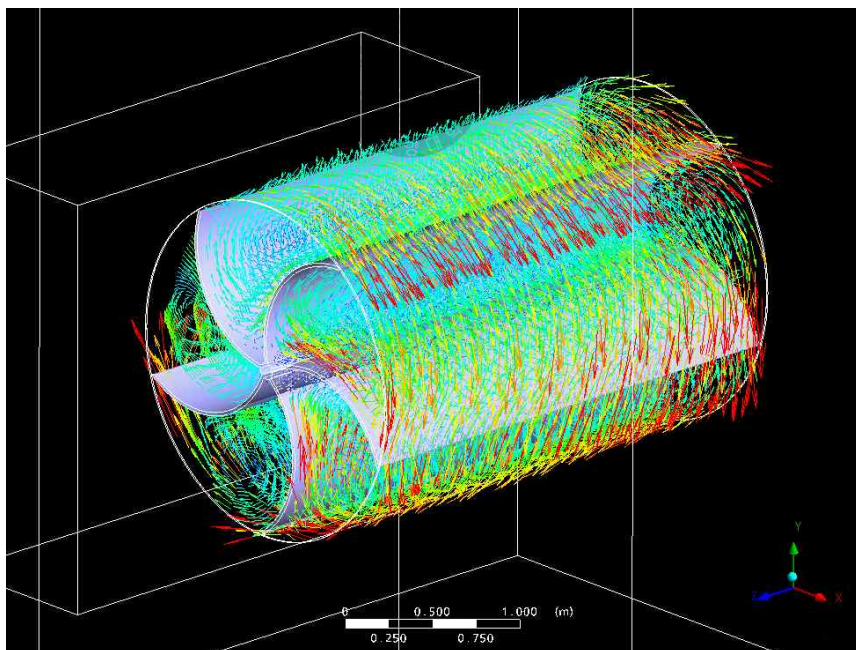


Fig. 5.14 Vector velocity of a 5 blade savonius rotor

제 6 장 결 론

본 연구에서는 고정식 파력발전시스템의 일환으로 새로운 방식의 파력전용 터빈의 개발에 앞서 CFD(Computational Fluid Dynamics)의 적용성을 검토하였으며, 새로운 방식의 터빈의 성능과 내부유동특성을 수행하였다. 또한 수치해석을 통하여 실 해역의 터빈의 설치위치와 터빈의 크기를 검토하였으며, 다음과 같이 요약 할 수 있다.

1. 2D 횡류형 터빈의 수치해석을 통하여 터빈의 성능에 영향을 미치는 원인으로 유입유량과 유속이 회전수에 비하여 상대적으로 밀접한 연관성을 가지며 터빈의 구조상 회전수는 비교적 낮게 설계되기 때문에 출력을 높이기 위해서는 유입유량을 충분히 받아들이며 높은 유속을 얻을 수 있는 구조로 형상을 설계하여야 한다. 또한 러너의 내부에 큰 와가 존재하여 재순환흐름을 형성하기 때문에 발생하는 손실을 줄이고, 효율을 높이기 위하여 와의 발생을 억제할 수 있는 노즐의 설계가 필요하다.

2. CFD를 이용한 파동수조의 왕복운동을 구현 하였으며, 왕복운동에 따른 수위와, 속도벡터의 분포를 통하여 수위변화에 따른 파고의 최대값과 최소값을 시간변화에 따라 예측 할 수 있었으며 가동플레이트와의 거리상의 파고의 변화 또한 예측 할 수 있었다. 또한 속도벡터의 주 흐름방향이 수면부에서 아래방향을 향하여 흐름을 알 수 있다. 이것은 고정식 파력발전장치의 전방가이드노즐을 설계함에 있어 유속의 확보 방안을 예상 할 수 있는 지표가 될 수 있다.

3. 실험과 CFD의 비교분석에 있어서 파고의 결과에서는 약 5%, 압력에 있어서는 3%의 오차를 보이며 수동력을 통한 성능 분석에 있어서 실험과 CFD의 비교로 평균수동력 의 경우 실험은 20.77W, CFD는 19.19W로 전반적인 패턴에 있어서 거의 동일함을 보인다. 이러한 결과를 통하여 향후 러너의 최적 설계 및 실측치의 계산에 있어서 상용CFD를 통한 분석이 적용 가능할 것으로 예상된다. 또한, 전방가이드 노즐 각도변화를 통하여 15°에서 다른 케이스 보다 최고 4.62W 향상됨으로서 본 형상에서는 15°전후의 전방가이드 노즐각도가 최적 설계값 임을 알 수 있었다.

4. 새로운 방식의 사보니우스 터빈을 이용한 실험역 수치해석을 통하여 와 중심을 분석함으로서 터빈의 성능 향상에 가장 중요한 터빈의 중심위치를 선정할 수 있었으며, 성능분석을 통하여 10.33kW의 평균출력을 예측 할 수 있었다. 또한 속도벡터의 분포를 통하여 성능의 저감원인을 분석 할 수 있었다.

참고문헌

- [1] IEA, 2007, “OECD 신재생에너지통계2005년기준 자료집”
에너지관리공단
- [2] IEA, 2007, “CO₂ Emissions from fuel Combustion 2005”
에너지관리공단
- [3] Takahashi, S. et al., 1985, “Air Power of Pneumatic-type Wave Power Extractors due to Irregular Wave Actions - A Study on Development of Wave Power” 3rd Report, Report of the Powrt and harbour Research Institute, Vol. 24, No. 1
- [4] 大澤弘敬・他4名, 2004, “波浪エネルギー利用技術/研究開発-沖合浮体式波力装置「マティ-ホエール」の開発”, JAMSTEC
- [5] 조철희, 이영호, 2008, “해양에너지개론”
- [6] <http://www.mech.ed.ac.uk/research/wavepower/>, The Wave Power Group.
- [7] E. G. Pitt, 2005 "Estimating power from wave measurement at the European Marine Energy Centre (EMEC) test site Applied Wave Research
- [8] 경조현, 홍사영, 홍도천, 2006, “진동수주형 파력발전기의 에너지 흡수효율 해석”, 한국해양공업학회 제20권 제4호 통권제71호
- [9] "ANSYS CFX Documentation“, ver. 11, <http://www.ansys.com>, 2006
- [10] Nakase, Y., Fukutomi, J., Watanabe, T., Suetsugu, T. Kubota, T. and Kushimoto, S., 1982, “A Study of Cross-Flow Turbine (Effects of Nozzle Shape on Its Performance)” ASME Small Hydro Power Fluid Machinery, pp.13-18.

- [11] 수차파동수로 연구회, 2003 “수차파동수로의 연구 및 개발”
- [12] Yong Jun Cho., 2007 “Numerical Analysis of Nonlinear Shoaling Characteristics over Surf Zone Using SPH and Lagrangian Dynamic Smagorinsky Model” 2007 by The International Society of Offshore and Polar Engineers (ISOPE)
- [13] J. C. Park ;K. S. Kim., 2006 “Numerical simulations of fully nonlinear wave motions in a digital wave tank.” 한국전산유체공학회지. 제11권 제4호 통권 제35호 pp.90-100
- [14] 이상기, 2007 “3차원 VOF법에 의한 연직 주상구조물에 작용하는 파력과 구조물에 의한 파랑변형 해석” 한국해양공학회지, 2007, 21(2,75), pp.12-21
- [15] Raffel, M., Willert, C., and Kompenhans, J., 1998 "Particle Image Velocimetry" A Practical Guide," Springer-Verlag, New York, pp.105-146
- [16] Setoguchi, T, Kaneko, K, Maeda, H, Kim, W, and Inoue, M, 1990, "Impulse Turbine with Self-Pitch-Controlled Tandem Guide Vanes for Wave Power Conversion", Proc. of the 4th AICFM, Vol. 1, pp. 171-176
- [17] Takahasi, S., 2008 “Challenges for development of wave energy utilization“, 24th Proceeding of ocean development, JSCE, pp 7-12.
- [18] John, R.F., 2006 "Energy in the 21st Century." World Scientific., pp 105.
- [19] (주) 대림산업, 한국해양대, 관동대학교 토목공학과, 2008 “케이슨 방파제를 이용한 파에너지 발생장치”, 해양공학회

학술활동

- [1] 최영도, 조영진 김유탉, 이영호 2007 , “파력발전용 횡류형 수력 터빈의 성능 및 내부유동”, 유체기계공업학회 유체기계저널 11 권3호 pp. 22~29.
- [2] 김유탉, 남상현, 조영진, 황영철, 이영호, 2007, (AICFM 2007), “Tubular-type Hydroturbine Performance for Variable Guide Vane Opening by CFD”, Asian International Conference on Fluid Machinery, pp. 39~43.
- [3] Choi, Y-D., Kim, C-G., Cho, Y-J., Kim, Y-T. and Lee, Y-H. 2007, "Internal Flow Characteristics of Cross-Flow Hydraulic Turbine for Wave Power System," Proceedings of 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, Jeju, Korea, pp. AICFM 9-296.
- [4] Y. T. Kim, S. H. Nam, Y. J. Cho, Y. C. Hwang, Y. D. Choi, C. D. Nam, Y. H. Lee, 2007, "Tubular-Type Hydroturbine Performance for Variable Guide Vane Opening by CFD", Proc. of 5th International Conference on Fluid Mechanics.
- [5] 최영도, 조영진, 김유탉, 이영호, 2007 , “파력발전용 횡류형 수력터빈의 성능 및 내부유동”, 유체기계공업학회
- [6] 조영진, 최영도, 김유탉, 이영호, 2007, “상용 CFD코드를 이용한 파랑수조 유동해석” 한국해양공학회, pp. 133~136.
- [7] 이영호, 최영도, 김창구, 조영진, 2008, "Experimental Study on a Direct Drive Turbine for Wave Power Converter System", The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering

- [8] 최영도, 김창구, 조영진, 김유탉, 이영호 2008, "An Experimental Study on Direct Drive Turbine for Wave Energy Conversion", International Offshore and Polar Engineering conference.
- [9] 조영진, 최영도, 김유탉, 이영호, 2008, "파력발전용 직접구동터빈의 전방 가이드노즐 형상에 관한 연구", 한국마린엔지니어링학회, pp. 155~156.
- [10] Young-Ho Lee, Young-Do Choi, Young-Jin Cho and You-Taek Kim, 2008, "Performance and Internal flow of Cross-Flow Type Hydro Turbine for Wave Energy Converter", International Offshore and Polar Engineering Conference.
- [11] 최영도, 김창구, 조영진, 김유탉, 이영호, 2008, "파력발전용 직접구동터빈의 성능에 미치는 수심의 영향", 유체기계공업학회 유체기계저널 제11권 제6호 pp. 38~45.
- [12] 조영진, 최영도, 김유탉, 이영호, 2008 "상용CFD코드를 이용한 파랑수조 유동해석", 동력기계공학회,
- [13] 조영진, 이영호, 2008, "파력터빈 성능해석을 위한 파랑수조 유동계산", 2008 ANSYS User's Conference, pp. 92.
- [14] 김창구, 조영진, 최영도, 남청도, 이영호, 2008, "수심에 따른 파력발전용 직접구동터빈의 성능", 대한기계학회 pp. 75~80.
- [15] M. Rafiuddin Ahmed, Mohammed Faizal, Krishnil Prasad, Young-Ho Lee, Chang-Goo Kim and Young-Jin Cho, 2008, "Exploiting the Orbital Motion of Water Particles for Energy Extraction from the Waves", Renewable Energy 2008, O-02-005.
- [16] Young-Ho Lee, Young-Do Choi, Young-Jin Cho and You-Taek Kim, 2008, "Development of a Direct Drive Turbine for Wave Energy Conversion", 일본터보기계협회, pp. 58~63.
- [17] 이영호, 최영도, 김창구, 조영진, 김유탉, 황영호, 2008,

- "Performance analysis of a direct drive turbine with consideration for wave conditions, Renewable Energy 2008, CD. O-02-007.
- [18] 조영진, 최영도, 이영호, 김규환, 신범식, 2008, "Savonius터빈을 이용한 파력발전 CFD 성능해석 연구", 2008 유체기계공업학회 pp. 557~558.
- [19] 최영도, 김창구, 조영진, 이영호, 2008, "파력발전용 직접구동터빈의 파랑조건에 따른 성능, 2008 유체기계공업학회, pp. 409~410.
- [20] Young-Ho Lee, Young-Do Choi, Young-Jin Cho and You-Taek Kim, 2008, "Development of a Direct Drive Turbine for Wave Energy Conversion", 일본터보기계협회, pp. 58~63.
- [21] 김창구, 조영진, 최영도, 이영호, 2008, "파력발전용 직접구동터빈의 개발", 2008 유체기계공업학회, pp. 415~416.

부록

블레이드 설계

1-1 Banki turbine 이론

Banki터빈은 단일방향의 회전체로서 물의 제트의 운동에너지로부터 동력을 얻는다. 터빈의 속도특성으로부터 펄톤의 접선방향 수차와 프란시스형 혼류형 수차사이에 위치한다. Banki터빈구조는 크게 노즐과 터빈 러너의 두 부분으로 구성되어 있다. 노즐은 그 단면적이 직사각형으로서 터빈의 전폭에 대하여 제트를 방출하고 터빈의 원주 접선방향에 대하여 16° 의 각도로 들어간다. 제트의 형태는 직사각형이며 넓으나 그렇게 깊지는 않다. 물은 터빈의 가장자리에 붙어있는 날개에 충돌을 한다. Fig 1.1에서 보는 것과 같이 블레이드를 거쳐서 흘러간 다음 블레이드를 따라서 내부의 테두리 사이의 빈 공간을 통과하고 테두리의 안쪽에 있는 블레이드로 들어가서 바깥쪽 테두리로 방출된다. 따라서 터빈은 내부 제트터빈이며 흐름은 기본적으로 반경방향이기 때문에 터빈의 직경은 물의 충격량과는 관련이 없으며 요구되는 터빈의 폭은 물 수량과는 관계없이 결정될 수 있다.

1-1-1 터빈을 통과하는 제트의 경로

제트의 중심이 Fig.2.1에서와 같이 러너의 A점에 대하여 원주에 대한 접선방향으로 α_1 의 각도로 들어간다고 가정하면

터빈으로 들어가기 전의 물의 속도는 다음과 같이 된다.

$$V_1 = C(2gH)^{\frac{1}{2}} \quad (1.1)$$

입구에서의 물의 상대속도 V_1 은 만일 이점에서 터빈의 원주 속도인 u_1 을 알 수 있으면 구할 수 있다. β_1 은 상대속도 V_1 과 원주 속도 u_1 과의 방향에 대한 각도가 된다. 최대효율을 위해서 블레이드의 각도는 β_1 과 같아야 된다. 만일 AB가 블레이드를 나다낸다면 출구에서의 상대속도 V_2' 은 이점에서의 터빈의 원주 속도와 함께 β_2' 을 형성한다. 블레이드에 대하여 출구에서의 물의 절대 속도인 V_2' 은 v_2' , β_2' 과 u_2 에 의해서 결정될 수 있다. 이와 같은 절대속도와 터빈의 속도 사이의 각도는 이점에서 α_2' 이 된다. 블레이드 AB를 따라 흐르는 동안의 물의 궤적이 결정될 수 있으며 또한 물이 블레이드를 떠나는 실제의 장소도 결정된다. 절대속도 V_2' 에 변화가 없다고 가정하면 테두리로 다시 물이 들어가는 점인 C점도 결정될 수 있다. 이점에서의 V_2' 은 V_1' 이 되고 C점으로부터 D점까지의 블레이드 CD를 흐르는 물의 절대궤적은 확인될 수 있다.

따라서 $\alpha_1' = \alpha_2', \beta_1' = \beta_2', \beta_1 = \beta_2$ 이다. 그리고 이들은 같은 블레이드의 대응하는 값이다.

모든 제트가 이와 같은 경로를 따를 수 없으며, 그 이유는 물의 일부입자의 경로는 터빈의 안을 교차하기 때문이다.

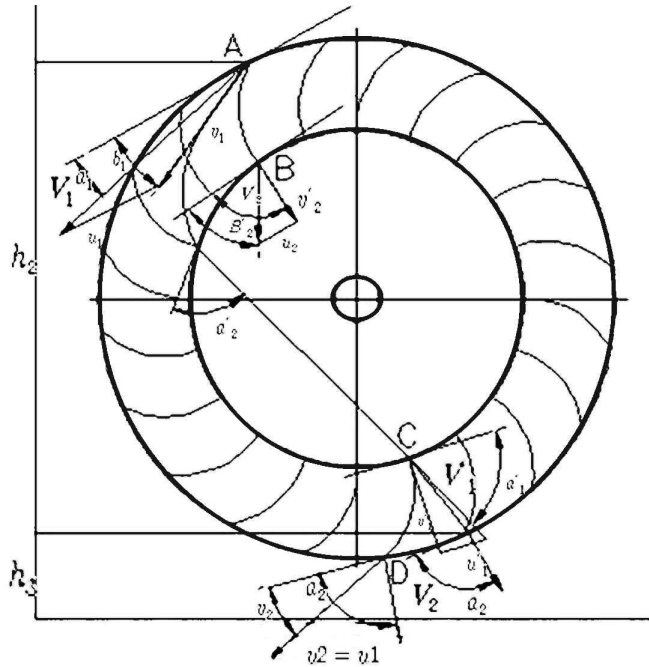


Fig.1.1 Path of water through turbine

1-1-2 효율

제동마력은 식(1.2)와 같은 방정식이 사용된다.

$$HP = (\omega Q/g)(V_1 \cos \alpha_1 + V_2 \cos \alpha_2)u_1 \quad (1.2)$$

식(2.3) 부분은 Fig.2.2와 같은 모든 속도삼각형을 그려서 얻을 수 있다.

$$V_2 \cos \alpha_2 = v_2 \cos \beta_2 - u_1 \quad (1.3)$$

Fig.1.1에서 낙차 h_2 에 의한 물의 속도증가를 무시하면 이것들은 대개 값이 매우 작아서 식(1.4)와 같다.

$$v_2 = \psi v_1 \quad (1.4)$$

이때에 ψ 는 단위 값보다 작은 경험계수이며 약 0.98이다. Fig.1.2의 속도선도로부터 식(1.5)를 얻을 수 있다.

$$v_1 = (V_1 \cos \alpha_1 - u_2)(\cos \beta_1) \quad (1.5)$$

식(1.3), (1.4), (1.5)를 동력식인 식(1.2)에 대입하면 식(1.6)과 같다.

$$HP_{output} = (WQ u_1 / g)(V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \times (1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1). \quad (1.6)$$

수두H1에 의하여 입력되는 이론동력은 식(1.7)과 같다.

$$HP = \omega QH = \omega Q V_1^2 / C^2 2g \quad (1.7)$$

효율 e 는 입력동력과 출력동력의 비로 식(1.8)과 같이 구해진다.

$$e = (2C^2 u_1 / V_1)(1 + \psi \cos \beta_2 / \cos \beta_1) \times (\cos \alpha_1 - u_2 / V_2) \quad (1.8)$$

이때에 $\beta_2 = \beta_1$ 그러면 효율 e 는 식(1.9)과 같다.

$$e = (2C^2 u_1 / V_1)(1 + \psi) \times (\cos \alpha_1 - u_2 / V_2). \quad (1.9)$$

효율과 u_1/V_1 을 제외하고 모든 변수가 일정하다고 하면 이식을 미분하여 0의 값을 가지게 하면 식(1.10)과 같은 결과를 구할 수 있다.

$$u_1 V_1 = \cos \alpha_1 / 2 \quad (1.10)$$

그리고 최대효율은 식(1.11)과 같다.

$$e_{\max} = \frac{1}{2} C^2 (1 + \psi) \cos^2 \alpha_1 \quad (1.11)$$

Fig.1.2를 보면 $u_1 = \frac{1}{2} V_1 \cos \alpha_1$ 일 때 V_2 의 방향이 반경방향이 되지 않는 것을 알 수 있다. 이 흐름이 반경방향이 되기 위해서는 식(1.12)과 같다.

$$u_1 = [C/(1 + \psi)] (V_1 \cos \alpha_1). \quad (1.12)$$

이때에 ψ 와 C 는 상수이며, 노즐에서의 마찰이나 블레이드에서 마찰에 의한 수두손실이 없다고 가정할 때이다. 최대기계효율을 얻기 위하여 입구각도 α_1 은 가능한 작아야 하며 α_1 에 대하여 16° 의 각도를 얻을 수 있다. 이 값에 대하여 $\cos \alpha_1 = 0.96$, $\cos^2 \alpha_1 = 0.92$ 의 값을 얻을 수 있다.

식(1.11)에 $C=0.98$ 그리고 $\psi=0.98$ 을 대입하면 최대효율은 87.8%가 된다. 노즐의 효율은 계수의 제곱에 비례하여 바뀌기 때문에 여기에서의 손실을 피하기 위하여 큰 주의가 필요하다.

원주의 바깥쪽과 안쪽을 치는 물 때문에 수력손실이 발생한다. 안쪽 원주에서의 손실은 작다. Fig.2.3에서 원래의 제트두께 s_0 은 1.90으로 증가하고, 이것은 모든 에너지의 약 72%가 바깥으로 부터의 블레이드를 치는 물에 의해서 주어지고 28%가 안쪽의 원주를 치기 전에 물에 남게 된다. 블레이드 수가 정확하고, 이것들이 아주 얇고 가능하면 부드럽게 곡선으로 되어있으면 계수 $\psi=0.98$ 의 높은 값을 갖게 된다.

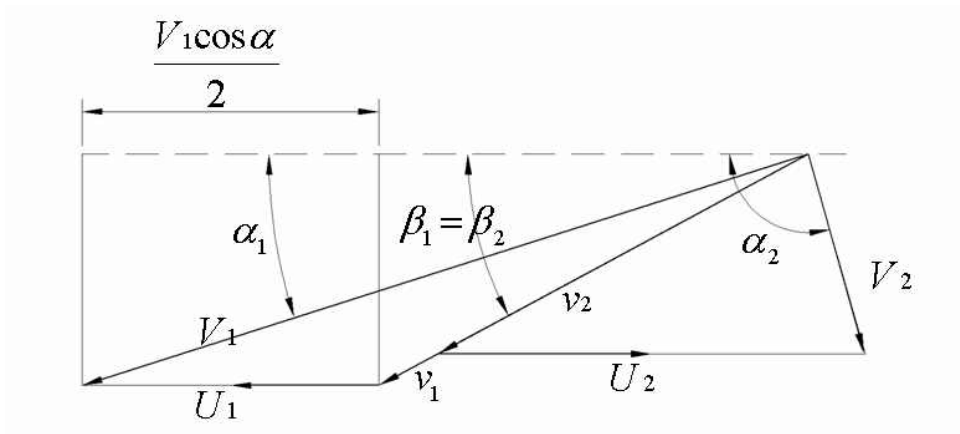


Fig. 1.2 Velocity diagram

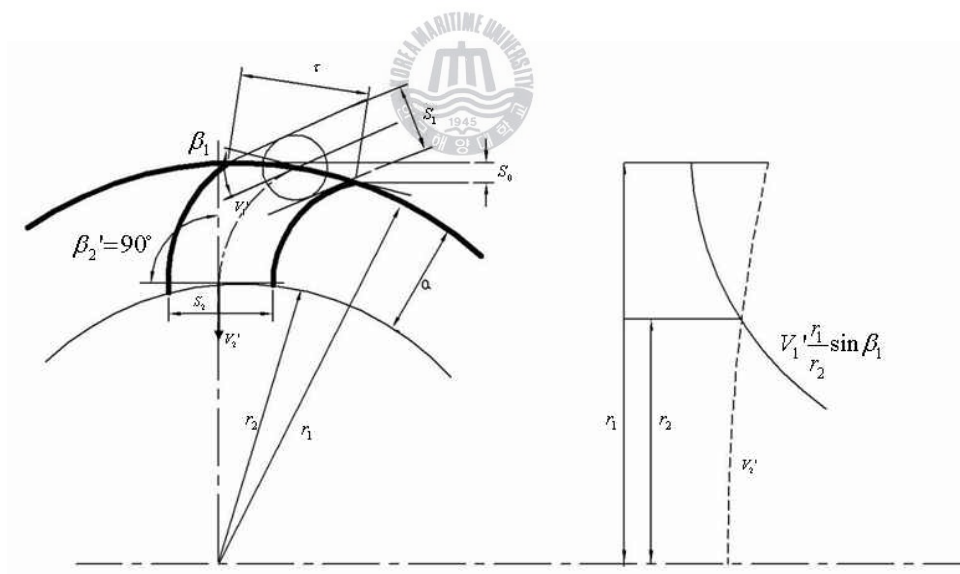


Fig. 1.3 Blade spacing

1-1-3 설계 구성 요소

1-1-3-1 블레이드 각도

블레이드 각도 β_1 은 Fig.1.1과 Fig.2.2에서의 α_1 , V_1 과 u_1 로부터 결정 될 수 있다.

만약 $u_1 = \frac{1}{2} V_2 \cos \alpha_1$ 라면 $\beta_1 = 2 \tan \alpha_1$ 이다. $\alpha_1 = 16^\circ$ 로 가정하면 $\beta_1 = 29^\circ 50' \text{ or } 30^\circ$ 이다.

안쪽의 원주상의 블레이드와 안쪽의 원주의 접선방향과의 각도인 β_2 는 Fig.2.6과 같이 아래와 같은 방법으로 결정된다. 두개의 내부속도 선도를 그리고 두 날개를 합치도록 이동을 해서 C점이 B점에 일치하도록 하면 접선방향이 일치한다. 안쪽의 절대 출구속도와 출구속도가 동일하다고 가정한다. 그러면 $\alpha_2' = \alpha_1'$ 이기 때문에 속도선도가 일치하고 v_2' 과 v_1' 이 같은 방향으로 된다.

C점에서의 입구에서의 충격손실이 없다고 가정하면 $\beta_2' = 90^\circ$ 가 된다. 즉, 블레이드의 안쪽 선단은 반경방향이 되어야한다. B점과 C점 사이 즉, 내부원주의 출구와 입구에서의 표고차이 때문에 V_1' 은 만일 이두지점간의 손실이 없다고 한다면 V_2' 과는 약간 다르게 되고 식(1.14)와 같다.

$$V_1' = [2gh + (V_2')^2]^{\frac{1}{2}} \quad (1.14)$$

Fig.1.7(a)에서 $\beta_2' = 90^\circ$ 로 가정하면 v_1' 은 블레이드 각도와 일치하지 않을 것이다. 그렇기 때문에 충격손실이 일어날 수 있다. 이것을 피하기 위하여 β_2 는 90° 보다 커져야한다. 그러나 v_2' 과 v_1' 의 차이는 보통 $h/2$ 가 작기 때문에 이 값도 작게 되고 β_2 는 모든 경우에서 90° 가 될 수 있다.

1-1-3-2 반경방향 테두리 폭

Fig.1.3에서 블레이드의 두께를 무시하면 들어가는 제트의 두께 (s_1)는 상대속도에 대하여 직각방향으로 계측되며 블레이드 간격 (t)으로 주어지고 식(1.15) 와 같다.

$$s_1 = t \sin \beta_1 \quad (1.15)$$

$\beta_2' = 90^\circ$ 로 가정하면 안쪽의 출구 블레이드 간격은 식(1.16)과 같이 구해진다.

$$s_2 = t(r_2/r_1) \quad (1.16)$$

테두리 폭(a)이 작아지면 블레이드간의 간격은 제트로 채워지지 않을 것이다. 테두리 폭이 증가하면 s_2 가 감소하고 따라서 s_2 는 식(1.17)과 같다.

$$s_2 = v_1 s_1 / v_2' \quad (1.17)$$

테두리 폭은 이 한계를 넘기지 않는 것이 좋다. 왜냐하면 여기에 충돌하는 물의 양은 매우 작아서 잘 흐를 수 없으며 역 압력이 발생할 수도 있기 때문이다. 테두리 폭이 이 한계점보다 낮아지면 제트가 블레이드 사이의 간격으로부터 흘러나올 수 있기 때문에 효율이 떨어진다. Fig.1.3에서 테두리 폭을 결정하기 위하여 원심력에 결정 받는 속도성분 v_2' 을 알 필요가 있고, 식(1.18)과 식(1.19)과 같다.

$$(v_1)^2 - (v_2')^2 = (u_1)^2 - (u_2')^2 \quad (1.18)$$

$$v_2' = v_1(s_1/s_2) = v_1(r_1/r_2)\sin\beta_1 \quad (1.19)$$

$$u_2' = u_1(r_2/r_1)$$

$x = (r_2/r_1)^2$ 라고 가정하여 식(1.18)에 식(1.19)을 대입하면 정리하면 식(1.20)과 같다.

$$x^2 - [1 - (v_1/u_1)^2]x - (v_1/u_1)^2\sin^2\beta_1 = 0 \quad (1.20)$$

터빈의 이상속도 $u_1 = \frac{1}{2} V_1 \cos\alpha_1$ 이라고 한다면 식(1.21)과 같다.

$$v_1/u_2 = 1/\cos\beta_1 \quad (1.21)$$



$\alpha_1 = 16^\circ$, $\beta_1 = 30^\circ$ 로 가정하면 Fig.1.6에서의 중심각 bOC 는 식(1.18)로부터 결정되어 식(1.22)과 같은 결과를 가진다.

$$bOC = 106^\circ \quad (1.22)$$

Fig.1.6에서 터빈의 안쪽에 대해서 제트의 두께(y)는 식(1.23)과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} y &= 2\cos\alpha_2' s_0 / (r_2/r_1) \cos\alpha_1 \\ &= 1.89s_0 \end{aligned} \quad (1.23)$$

Fig.1.6에서 안쪽 제트가 터빈을 관통하여 흐를 때의 안쪽 모서리와 터빈 축과의 거리(y_1)는 식(1.24)과 같고, $s_1 = kD_1$ 일 때 식

(1.25)과 같다.

$$y_1 = r_2 \sin(90 - \alpha_2') - 1.89s_0/2 - d_o/2 \quad (1.24)$$

$$y_1 = (0.1986 - 0.945k)D_1 - d_o/2 \quad (1.25)$$

같은 방법으로 내부 원주가 제트의 바깥쪽 모서리사이의 거리인 y_2 는 식(1.26)과 같다.

$$y_2 = (0.1314 - 0.945k)D_1 \quad (1.26)$$

축이 터빈을 관통하여 연장되지 않는 경우에 대하여 유일한 제한점은 y_2 가 된다.

대계의 경우 $k=0.075$ 에서 0.10 이다. 그러면 $y_1 = 0.0606D_1$ or $0.0369D_1$ 이다.



1-1-3-3 축방향 터빈 폭

터빈 직경은 식(1.27)과 같다.

$$D_1 = 30C(2gH)^{\frac{1}{2}} \cos \alpha_1 / \pi N \quad (1.27)$$

여기에서 D_1 은 터빈의 직경이고 블레이드 각도는 16° , $C=0.98$ 일 때 식(1.28)과 같다.

$$D_1 = 125.181H^{\frac{1}{2}} / N \quad (1.28)$$

노즐에서의 제트의 두께(s_0)는 두 가지 조건의 절충에 의해서 결정된다. 터빈의 물이 들어가고 빠지는 것에 의한 손실이 작아질 수 있기 때문에 s_0 의 값은 큰 것이 유리하다. 제트의 바깥쪽 궤적의 각도가 $\alpha_1=16^\circ$ 와 크게 달라짐으로서 이 s_0 가 커지게 되면 손실도 증가하게 되기 때문에 큰 값이 만족스럽지 않을 수도 있다.

터빈 폭 L 은 식(1.29)과 같다.

$$L = QN / 125.181 H^{\frac{1}{2}} Ck (2gH)^{\frac{1}{2}} \quad (1.29)$$

k 는 각각 0.075 와 0.10 일 때 L 은 $0.025QN/H$, $0.018QN/H$ 이다.

1-1-3-4 블레이드 곡률

Fig.1.7에서 블레이드의 커브는 두 개의 수직선이 교차하는 점에 놓여있는 중심점으로부터의 원호로 그려질 수 있으며, 하나의 수직선은 A에서의 상대속도 v_1 의 방향으로 나머지 하나는 B에서의 교차점인 안쪽 원주로부터 접선 방향이다.

삼각형 AOC와 BOC로부터, \overline{CO} 는 공통이다. 그래서 식(1.30)과 같이 나타낼 수 있고, 식(1.30)에 식(1.31)을 대입하여 식(1.32)을 구할 수 있다.

$$(\overline{OB})^2 + (\overline{BC})^2 = (\overline{AO})^2 + (\overline{AC})^2 - 2\overline{AO}\overline{AC}\cos\beta_1 \quad (1.30)$$

$$\overline{AO} = r_1, \overline{OB} = r_2, \overline{AC} = \overline{BC} = \rho \quad (1.31)$$

$$\rho = [(r_1)^2 - (r_2)^2] / 2r_1 \cos\beta_1 \quad (1.32)$$

$r_2 = 0.66r_1$, $\beta_1 = 30^\circ$ 라 가정하면 $\rho = 0.326r_1$ 이라는 결과를 얻을 수 있다.

1-1-3-5 중심각

Fig.2.7의 AOB삼각형에서 삼각함수 공식을 이용하여 식(1.34)과 같이 나타낼 수 있고, 정리하면 식(1.35)과 같다.

$$\begin{aligned} r_1/r_2 &= \sin(180^\circ - \frac{1}{2}\delta)/\sin(\frac{1}{2}\delta + B_1) \\ &= \sin\frac{1}{2}\delta/\cos(\frac{1}{2}\delta + B_1) \end{aligned} \quad (1.34)$$

$$\tan\frac{1}{2}\delta = \cos B_1/(\sin B_1 + r_2/r_1) \quad (1.35)$$

$r_2 = 0.66r_1$, $\beta_1 = 30^\circ$ 라 가정하면 $\delta = 73^\circ 28'$ 이라는 결과를 얻을 수 있다.

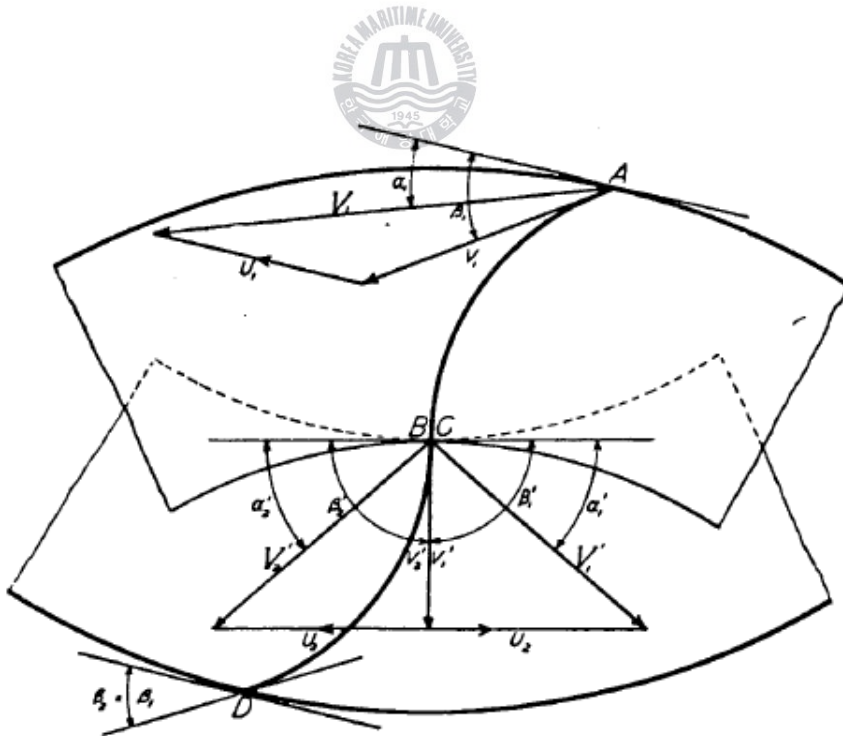


Fig.1.4 Composite velocity diagram

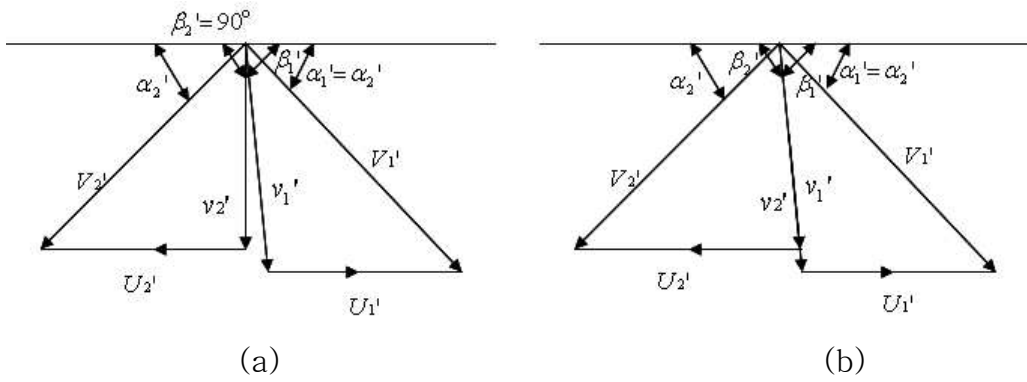


Fig.1.5 Velocity diagram

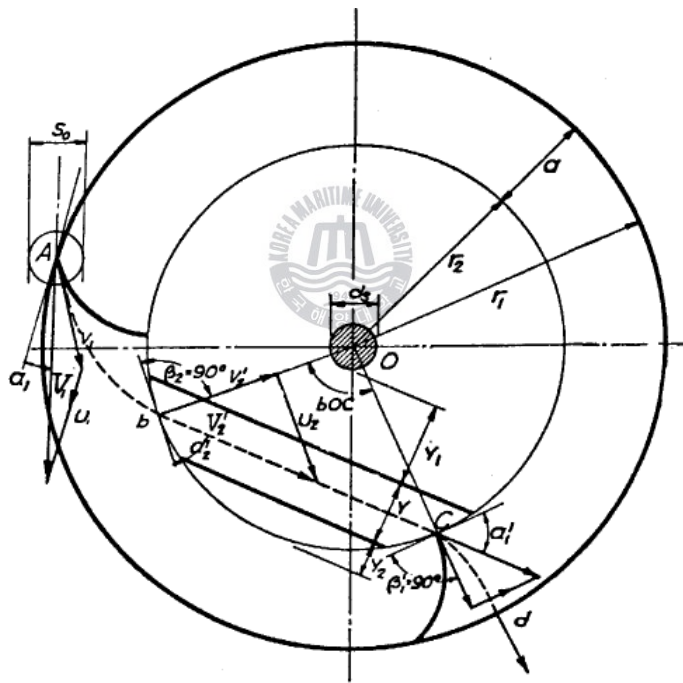


Fig.1.6 Path of jet inside wheel

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 항상 지도와 조언을 아끼지 않으시고 저에게 학문의 길을 열어 주신 이영호 지도 교수님께 감사드립니다. 부족한 논문이지만 바쁘신 와중에도 세심히 다듬어주신 왕지석 교수님, 최영도 박사님께도 감사드립니다. 아울러 항상 가르침을 주신 기계정보공학부의 은사님들과 조언을 아끼지 않으시며 저를 인도해주신 강원도립대 장세호, 황재호 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

석사2년의 과정동안 CFD에 대한 많은 조언을 해주시며 가르침을 주신 김범석 선배님, 최종웅 선배님 항상 격려해주신 김유택 교수님, 양창조 교수님께 감사드립니다. 그리고 항상 저를 많이 도와주신 유동정보연구실의 식구들 임재익, 남상현 이승엽, 기평형 올해부터 실험실의 가족이 된 현준형, 먼 피지에서 와서 고생하는 디팍, 줄라 항상 고맙고 앞으로 하는 모든 일에 축복이 있길 바랍니다.

항상 경려해준 친구들 현석, 정대, 지훈 멀리서 응원의 메시지를 날려준 근식, 창현형, 노민형 그리고 저를 지켜봐주신 많은 친구, 선후배님들 항상 여러분의 응원에 지금의 제가 있는 것 같습니다.

멀리 떨어져 있어서 함께 많은 시간을 보내지 못한 것이 아쉬운 우리 가족들, 무조건적인 사랑을 주시며 노심초사하며 지켜봐주신 아버지, 어머니 그리고 동생 영은 에게 이 논문을 바칩니다.

끝으로 저의 삶을 지탱해 주신 하나님께 감사드리며, 우리가족들 모든 지인들 많은 사랑으로 저를 지켜봐 주셔서 다시 한 번 감사드립니다. 앞으로도 더욱 발전하며 모든 일에 최선을 다하는 영진이가 되도록 노력하겠습니다.